D. DRAGU
GH. BĂDESCU
A. STURZU
C. MILITARU
I. POPESCU

TOLERANȚE ȘI MĂSURĂTORI TEHNICE

EDITURA DIDACTICĂ ȘI PEDAGOGICĂ
BUCUREȘTI, 1982


Scanned with OKEN Scanner

MINISTERUL
EDUCAȚIEI ȘI ÎNVĂȚĂMÎNTULUI

DUMITRU DRAGU

GHEORGHE BĂDESCU
CONSTANTIN MILITARU

AUREL STURZU
IOAN POPESCU

TOLERANȚE ȘI MĂSURĂTORI TEHNICE

EDIȚIA A II-A

Prefață

În industrie, controlul producției, prin numeroasele lui metode tehnice și forme organizatorice, constituie unica activitate care face cunoscută calitatea produselor și care, în strînsă legătură cu cercetarea, proiectarea și tehnologia de execuție, contribuie, în mare măsură, la dezvoltarea tuturor ramurilor economiei naționale. Aceste trăsături sînt cu atît mai importante, cu cît industria constructoare de mașini trebuie să realizeze mijloace de producție de cea mai bună calitate și la cel mai înalt nivel tehnic.

În condițiile dezvoltării impetuoase a forțelor de producție în țara noastră pe baza progresului științei și tehnicii contemporane, construcțiilor de mașini li se acordă o atenție deosebită; în documentele celui de-al XII-lea Congres al Partidului Comunist Român se menționează: „Construcția de mașini va continua să fie ramura cu cea mai dinamică dezvoltare, crescînd într-un ritm de aproape 12 la sută anual“.

Complexitatea din ce în ce mai mare a produselor și dezvoltarea rapidă a tehnicilor de producție, cu care controlul este legat organic, impun însușirea și cunoașterea temeinică atît a metodelor și procedeelor tehnologice de execuție a produselor, cît și a metodelor, procedeelor și mijloacelor de control corespunzătoare. Ca o condiție obligatorie, lucrătorii din unitățile industriale trebuie să posede cunoștințe vaste și profunde despre tot ceea ce privește controlul calității produselor.

Manualul de „Toleranțe și măsurători tehnice“ prezintă, într-un mod sistematizat și într-o formă accesibilă, noțiunile legate de multiplele aspecte și probleme ale calității produselor industriale (în special din construcția de mașini), precum și metodele și mijloacele de control utilizate pe scară largă în prezent. La tratarea noțiunilor, metodelor și mijloacelor menționate s-a ținut seama de specificul și caracterul diferit al diferitelor sisteme de producție, ca și de specificul produselor supuse controlului.

Scanned with OKEN Scanner

Primele patru capitole conțin noțiuni de bază cu privire la precizia și calitatea pieselor și a produselor și cu privire la operațiile de măsurare, control și verificare.

În capitolele 5—12 sînt tratate sistemele de toleranțe și ajustaje, ca și metodele și mijloacele de control (universale și speciale) pentru diferite tipuri de asamblări (cu piese lise, conice, filetate, angrenaje cu roți dințate etc.).

Capitolul 13 cuprinde noțiunile legate de foarte importanta problemă a lanțurilor de dimensiuni.

Capitolul 14 este consacrat metodelor moderne de control bazate pe statistica matematică, iar în capitolul 15 sînt prezentate diferite mijloace de control de înaltă productivitate și automatizarea controlului în producție.

Ultimul capitol, al 16-lea, se referă la organizarea controlului tehnic în producție.

Manualul se adresează, în primul rînd, studenților de la cursurile de zi și serale din facultățile și secțiile de specialitate cu profil mecanic din institutele și universitățile de învățămînt tehnic superior, dar poate fi util și lucrătorilor specialiști (maiștri, subingineri și ingineri) din industrie.

AUTORII

Scanned with OKEN Scanner

CUPRINS

Scanned with OKEN Scanner

Scanned with OKEN Scanner

INTRODUCERE

Orice proces de măsurare (control, verificare) ca, de exemplu, aprecierea aproximativă a proprietățiilor unui obiect, determinarea valorii efective a diametrului unei piese cilindrice etc., are ca scop, în ultimă instanță, compararea calitativă ori cantitativă a obiectului sau a valorii diametrului dat cu un alt obiect, respectiv cu o altă valoare a aceluiași diametru. Obiectul și valoarea în raport cu care se face comparația se numește *obiect de referință, model* sau *etalon*, respectiv *valoare de referință*.

Măsurarea, în accepțiunea mai largă sau mai limitată a acestei noțiuni, constituie o parte componentă, absolut necesară și obligatorie, nu numai a activității de producție, ci și a activității, particulare sau sociale, a oricărui individ. Ca urmare, rezultatele unei activități mai cuprinzătoare depind, într-o măsură însemnată, de felul cum s-au desfășurat și de rezultatele proceselor de măsurare componente.

În decursul istoriei omenirii, metodele și mijloacele de control s-au dezvoltat de la simplu la complex și, ca o consecință directă, unitățile de măsură și etaloanele s-au constituit în sisteme care, treptat, au evoluat pînă la rangul de sisteme naționale în cadrul unor state naționale unitare. Progresul științei și al tehnicii a dus la prefecționarea continuă a metodelor și mijloacelor de măsurare existente și la elaborarea și realizarea unor metode și mijloace noi. La rîndul lor, metodele și mijloacele de măsurare utilizate au contribuit, efectiv și în mod hotărîtor, la progresul științei și al tehnicii.

Dar, încă în perioada de dezvoltare a capitalismului, vechile unități de măsură și etaloane, atît de diferite și variate ca valori, au început să constituie o frînă în cadrul schimburilor comerciale și de informații tehnice și să creeze dificultăți din ce în ce mai mari în cercetarea științifică. A devenit, astfel, necesară elaborarea unui sistem internațional unic de măsuri și unități de măsură, care să înlăture sau să diminueze dezavantajele diferitelor sisteme naționale.

În aceste condiții, în timpul revoluției burghezo-democrate din Franța a apărut *sistemul metric*, care, într-un timp relativ scurt, și-a dovedit nenumăratele calități în comparație cu toate sistemele naționale existente și a fost adoptat, treptat, în numeroase țări.

Comisia, formată în Franța în anul 1870 pe baza unui decret al Adunării Naționale, a hotărît să adopte ca unitate fundamentală de lungime 1/10 000 000 parte din sfertul meridianului pămîntesc ce trece prin Paris, căreia i s-a dat numele de *metru*. În același timp, au fost adoptate și alte unități de măsură fundamen-

tale. Baza stabilirii multiplilor și submultiplilor unităților fundamentale în sistemul metric o formează (cu unele excepții) sistemul zecimal.

În anul 1875, țările care adoptaseră sistemul metric au semnat așa-numita „Convenție a metrului", iar la Conferința Generală de Măsuri și Greutăți din anul 1889 s-au stabilit definitiv forma și dimensiunile prototipului internațional al metrului. Prin tragere la sorți, fiecărei țări care adoptase sistemul metric i-a fost repartizat un exemplar din copiile făcute după prototipul internațional. România a primit, în anul 1891, metrul etalon nr. 6 c. Atît prototipul internațional al metrului, cît și etaloanele (prototipurile) naționale au fost executate, în ultimă instanță, ca bare dintr-un aliaj de platină (90%) cu iridiu (10%) și cu secțiunea în formă de X (fig. 0). Această secțiune se înscrie într-un pătrat cu latura de 20 mm, iar lungimea barei este de 1 020 mm.

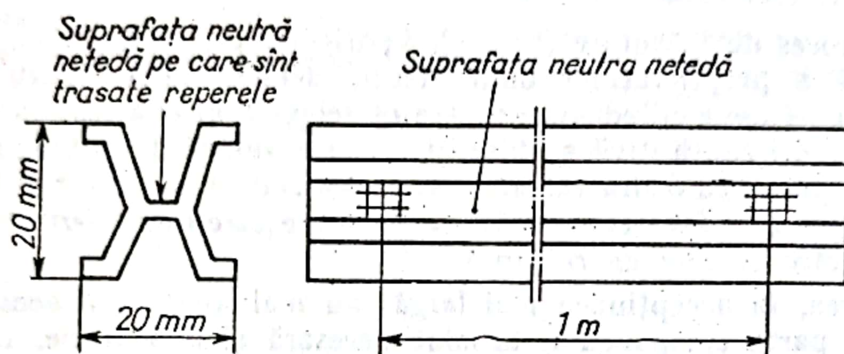


Fig. 0. Prototipul internațional al metrului.

La *prototipul internațional*, pe suprafața neutră netedă, la ambele capete ale barei, sînt trasate cîte trei repere transversale, distanța dintre reperele mijlocii fiind de 1 m. Distanța dintre două repere consecutive ale aceluiași grup este de 0,5 mm. Pentru determinarea axei prototipului internațional, la fiecare grup de trei repere transversale sînt trasate, în plus, cîte două repere longitudinale cu distanța, unul față de altul, de 0,2 mm.

La metrul etalon *prototip național* reperele sînt trasate altfel: la un capăt două repere longitudinale și unul transversal, la celălalt capăt două repere transversale și două longitudinale, iar la distanța de 500 mm de primul capăt un reper transversal auxiliar. Primul reper transversal de la cel de-al doilea capăt indică (împreună cu reperul transversal de la primul capăt) distanța de 1 m la 0 °C, iar al doilea reper transversal indică aceeași distanță la 20 °C.

În țara noastră, sistemul metric a fost adoptat, în mod facultativ, în anul 1864, urmînd a deveni obligatoriu în anul 1866. Dar de-abia în anul 1883 s-a hotărît generalizarea sistemului metric începînd cu 1 iulie 1884.

Tendința și necesitatea de a stabili unitatea fundamentală de lungime cu o precizie mai înaltă și perfecționarea metodelor interferometrice au dus la alegerea (în anul 1927), ca etalon natural de lungime, a lungimii de undă a liniei roșii de cadmiu (λ_R=0,64385033 μm). Pe baza cercetărilor ulterioare, legate de descoperirile în domeniul fizicii atomice, s-a adoptat *radiația etalon fundamental de lungime* *, care este radiația luminoasă de culoare portocalie, emisă la tranziția între nivelele energetice 2 p_{10} și 5 d_5 ale atomului de kripton

* In sistemul internațional actual de unități de măsură (SI) ea este una din cele șapte unități fundamentale.

86. Valoarea lungimii de undă în vid a radiației etalon fundamental de lungime s-a stabilit ca fiind:

$$\lambda_{vid} = 6\,057{,}8021 \cdot 10^{-10}\ \text{m} = 0{,}60578021\ \mu\text{m}.$$

Principalul avantaj al adoptării acestui etalon constă în faptul că unitatea fundamentală de lungime poate fi reprodusă în laborator și apoi transmisă (prin verificări, materializări etc.) la celelalte etaloane și mijloace de măsurare, fără a se mai recurge la verificarea în raport cu prototipul internațional sau cu prototipul național al metrului.

1

PRECIZIA PRELUCRĂRII ȘI A ASAMBLĂRII PIESELOR ÎN CONSTRUCȚIILE DE MAȘINI

1.1. CONSIDERAȚII GENERALE

Calitatea integrală a pieselor și a produselor finite în construcțiile de mașini este determinată de valorile reale ale unei serii de mărimi sau parametri chimici, fizici, mecanici și geometrici.

O piesă sau un organ de mașină este, în general, un corp geometric executat dintr-un material cu anumite caracteristici sau proprietăți chimice și fizico-mecanice și are o anumită formă, care depinde de felul suprafețelor ce o compun (plane, cilindrice, conice, sferice etc.), de dimensiunile și poziția reciprocă a acestor suprafețe, de distanțele dintre suprafețe și de gradul de netezime (rugozitatea) al fiecărei suprafețe. Piesa ca atare, cu toate caracteristicile sau propritățile sale (ale căror valori se stabilesc în procesul de proiectare), se realizează, practic, în procesul de prelucrare, trebuind, în ultimă instanță, să corespundă unui anumit rol funcțional. Printr-un proces specific de asamblare, din mai multe piese finite se obține produsul finit : mașină, aparat, instalație etc.

Datorită influenței variabile a unui mare număr de factori obiectivi și subiectivi (cei mai mulți fiind legați de imperfecțiunile mijloacelor de lucru și de control), piesele și produsele finite de același fel se deosebesc unele de altele și respectiv de piesa sau produsul teoretic. Deosebiri apar și din punctul de vedere al compoziției chimice, și din punctul de vedere al caracteristicilor fizico-mecanice etc. În modul acesta, apare noțiune de *precizie a prelucrării* sau *precizie a asamblării*, prin care se înțelege gradul de apropiere al piesei sau produsului realizat față de piesa sau produsul de referință prescris (impus). Pentru diferite condiții funcționale mai severe sau mai puțin severe, acest grad de apropiere respectiv precizia prelucrării piesei sau a asamblării produsului trebuie să fie mai mare sau mai mică.

Prin urmare, din punct de vedere geometric, precizia prelucrării pieselor și precizia asamblării produselor trebuie tratate sub următoarele aspecte : precizia dimensiunilor (liniare și unghiulare), precizia formei geometrice a suprafețelor, precizia poziției reciproce a suprafețelor și rugozitatea suprafețelor (libere sau de contact).

Scanned with OKEN Scanner

1.2. PRECIZIA DIMENSIUNILOR

1.2.1. DIMENSIUNI, ABATERI, TOLERANŢE

Dimensiunea liniară sau unghiulară este caracteristica geometrică care determină fie mărimea unei piese, fie poziţia unei suprafeţe faţă de alta, fie poziţia unei piese faţă de alta într-un ansamblu de mai multe piese (de exemplu, diametrul bilelor de rulmenţi, lungimea unui bolţ, grosimea unei bucşe, unghiul dintre generatoarele diametral opuse ale unei suprafeţe conice, distanţa dintre segmenţii de piston etc.).

Din considerente funcţionale şi tehnologice, dimensiunea este reprezentată prin următoarele valori caracteristice:

— *valoarea nominală*, care este prima valoare luată de dimensiune şi care apare la proiectare, ea rezultînd din calcul sau constructiv (ca o valoare absolută, întreagă sau cu zecimale, luată ca atare sau rotunjită, mărită sau micşorată). Ea este valoarea de referinţă în caracterizarea şi determinarea tuturor celorlalte valori şi, în diferite calcule, se notează, de obicei, cu litera N;

— *valoarea efectivă*, notată cu litera E, care se obţine prin prelucrarea ori asamblarea pieselor şi care, de cele mai multe ori, devine cunoscută prin măsurare. În cazul unui lot sau serii de piese de acelaşi fel, diferitele valori efective ale aceleaşi dimensiuni (sau parametru, în general) nu sînt egale între ele decît dacă diferenţa dintre ele este mai mică decît precizia de măsurare a instrumentelor sau aparatelor folosite, ceea ce, practic, se întîmplă foarte rar. Rezultă, prin urmare, că, dacă valoarea nominală este una singură, valoarea efectivă este, în mod obiectiv, variabilă, datorită imperfecţiunii mijloacelor şi metodelor de prelucrare şi măsurare. Mai rezultă, în plus, că valoarea efectivă nu trebuie să fie, neapărat, şi nici nu poate fi, decît întîmplător, egală cu valoarea nominală.

— *valoarea limită maximă* (notată, în general, cu L_{max}) şi *valoarea limită minimă* (notată, în general, cu L_{min}), numite şi *valoarea maximă prescrisă* respectiv *valoarea minimă prescrisă*, între care trebuie să fie cuprinse valorile efective. Cînd valorile efective ale dimensiunii sînt mai mari decît valoarea maximă prescrisă sau mai mici decît valoarea minimă prescrisă, piesele nu-şi pot îndeplini rolul funcţional şi sînt considerate rebut. Cele arătate pot fi ilustrate prin relaţia:

$$L_{min} \leqslant E \leqslant L_{max}. \qquad (1.1)$$

De reţinut că valorile limită maximă şi limită minimă sînt prescrise, ca şi valoarea nominală, de către cei care proiectează piesele şi produsele finite.

Observaţie. În mod obişnuit, valorile: nominală, efectivă, limită maximă şi limită minimă ale dimensiunii se numesc, mai pe scurt, dimensiunea nominală, dimensiunea efectivă, dimensiunea maximă şi respectiv dimensiunea minimă.

Din anumite motive, uneori se operează cu o noţiune numită *abatere* (notata cu litera A), care, în general, este diferenţa dintre o valoare oarecare şi valoarea de referinţă ale aceleiaşi dimensiuni. În particular, se întîlnesc următoarele abateri:

— *abaterea efectivă* (A_{ef}), care este diferenţa dintre valoarea efectivă a dimensiunii şi valoarea nominală:

$$A_{ef} = E - N. \qquad (1.2)$$

Întrucît valoarea efectivă poate fi mai mare, egală sau mai mică decît valoarea nominală, din relația (1.2) rezultă că abaterea efectivă poate fi pozitivă, zero sau negativă.

— *abaterea limită superioară* sau, mai scurt, *abaterea superioară* (A_s), egală cu diferența dintre valoarea maximă prescrisă și valoarea nominală ale aceleiași dimensiuni :

$$A_s = L_{max} - N. \tag{1.3}$$

— *abaterea limită inferioară* sau, mai scurt, *abaterea inferioară*, egală cu diferența dintre valoarea minimă prescrisă a dimensiunii și valoarea nominală a ei :

$$A_i = L_{min} - N. \tag{1.4}$$

Ca și abaterea efectivă, abaterile limită pot fi : pozitive, zero sau negative, după cum valorile limită ale dimensiunii sînt mai mari, egale sau mai mici decît valoarea nominală.

Ca și între diferitele valori ale dimensiunii, între abaterile efectivă, superioară și inferioară există relația :

$$A_i \leqslant A_{ef} \leqslant A_s. \tag{1.5}$$

Din relațiile (1.3) și (1.4) rezultă :

$$L_{max} = N + A_s, \tag{1.6}$$

$$L_{min} = N + A_i. \tag{1.7}$$

Valorile limită prescrise ale dimensiunii sau abaterile limită prescrise determină un interval de variație prescris al valorilor efective ale dimensiunii, respectiv ale abaterilor. Acest interval de variație se numește *toleranță* și se calculează astfel :

$$T = L_{max} - L_{min}. \tag{1.8}$$

Dacă, în această relație, L_{max} și L_{min} se înlocuiesc cu expresiile din relațiile (1.6) și (1.7), se obține :

$$T = L_{max} - L_{min} = (N + A_s) - (N + A_i) = A_s - A_i. \tag{1.9}$$

Calculată cu ajutorul relației (1.8) sau (1.9), toleranța este întotdeauna pozitivă ($L_{max} > L_{min}$).

Pentru o înțelegere mai ușoară, noțiunile legate de precizia dimensiunilor vor fi tratate cu referire la suprafețele cilindrice, acestea fiind, în general, cele mai importante și cele mai fecvent întîlnite suprafețe de asamblare.

În asamblările cu suprafețe cilindrice, suprafața cuprinzătoare se numește, generic, *alezaj*, iar suprafața cuprinsă se numește *arbore*. De exemplu, în asamblările cilindru-piston, lagăr-fus etc., suprafața cilindrului sau a lagărului este alezajul, iar suprafața pistonului sau a fusului este arborele.

Dimensiunea caracteristică a suprafețelor cilindrice (alezaj și arbore) este *diametrul*. În calculele care urmează, pentru alezaj se vor folosi notații și simboluri cu litere mari, iar pentru arbori cu litere mici. Pentru toate alezajele și toți arborii diametrul nominal se notează cu litera N. Alezajele și arborii, care se asamblează împreună, au același diametru nominal. Diametrele : efectiv,

Scanned with OKEN Scanner

limită maxim și limită minim și abaterile superioară și inferioară se notează cu : D_{ef}, D_{max}, D_{min}, A_s și A_i pentru alezaje cu : d_{ef}, d_{max}, d_{min}, a_s și, respectiv, a_i pentru arbori.

Pe baza relațiilor de mai înainte se poate scrie :

— toleranța la diametrul alezajului

$$T_D = D_{max} - D_{min} = A_s - A_i ; \tag{1.10}$$

— toleranța la diametrul arborelui

$$T_d = d_{max} - d_{min} = a_s - a_i . \tag{1.11}$$

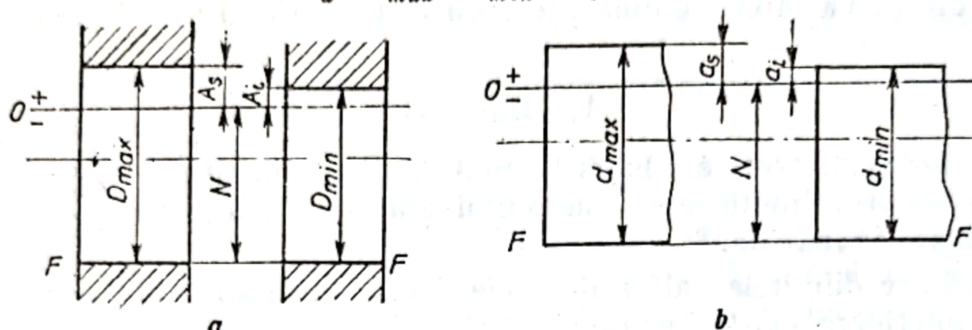


Fig. 1.1. Diametre și abateri :
a — pentru alezaje; *b* — pentru arbori.

Diametrele și abaterile pot fi reprezentate grafic convențional ca în figura 1.1, *a* (pentru alezaje) și figura 1.1, *b* (pentru arbori). După cum se vede, toate alezajele sînt reprezentate de numai două alezaje limită : unul cu $D = D_{max}$ și altul cu $D = D_{min}$ (fig. 1.1, *a*), iar toți arborii sînt reprezentați numai prin doi arbori limită : unul cu $d = d_{max}$ și al doilea cu $d = d_{min}$ (fig. 1.1, *b*). Linia FF' este generatoarea comună pentru toate piesele de același fel și pentru toate diametrele. Generatoarea respectiv linia O (linia zero) determină, împreună cu generatoarea FF', diametrul nominal N și este, în același timp, linia de referință pentru abateri. Abaterile se măsoară de la această linie : deasupra ei dacă sînt pozitive și dedesubtul ei dacă sînt negative, conform relațiilor (1.3) și (1.4).

Reprezentarea grafică de mai înainte poate fi simplificată în felul următor : fiecare grup de alezaje și de arbori este reprezentat printr-un singur alezaj, respectiv printr-un singur arbore cu generatoarea FF' și cu generatoarele supe-

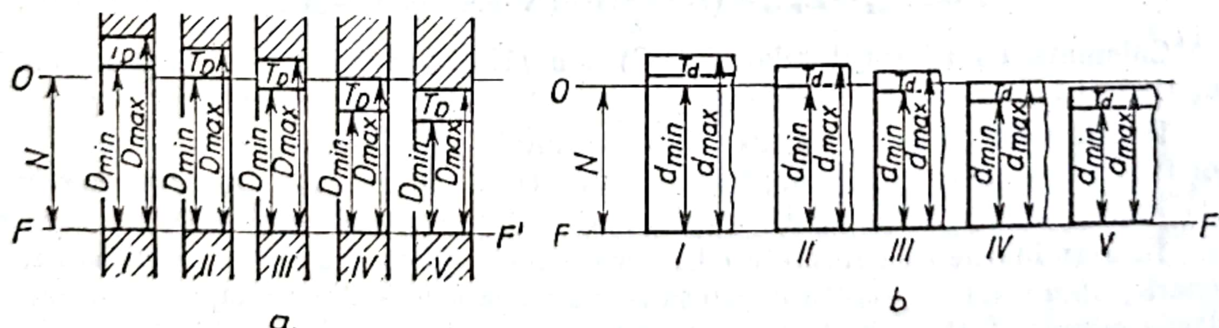


Fig. 1.2. Reprezentarea convențională a toleranțelor :
a — pentru alezaje; *b* — pentru arbori.

rioare limită, astfel că, pe desen, pot fi date amîndouă diametrele limită (figura 1.2, *a*, *b*). Totodată, pe desen apare și zona dintre cele două generatoare superioare limită, care nu este altceva decît toleranța sau, cum se mai numește în cazul acestei reprezentări grafice, *cîmpul de toleranță*. În figura 1.2

sînt reprezentate diferite situaţii în ce priveşte valorile diametrelor limită în raport cu valoare diametrului nominal. În funcţie de acest raport, abaterile pot fi amîndouă pozitive (fig. 1.2, *a*, *b*, poz. *I*), una pozitivă şi cealaltă zero (fig. 1.2, *a*, *b*, poz. *II*), una pozitivă şi cealaltă negativă (fig. 1.2, *a*, *b*, poz. *III*), una zero şi cealaltă negativă (fig. 1.2, *a*,*b*, poz. *IV*) şi amîndouă negative (fig. 1.2, *a*, *b*, poz. *V*).

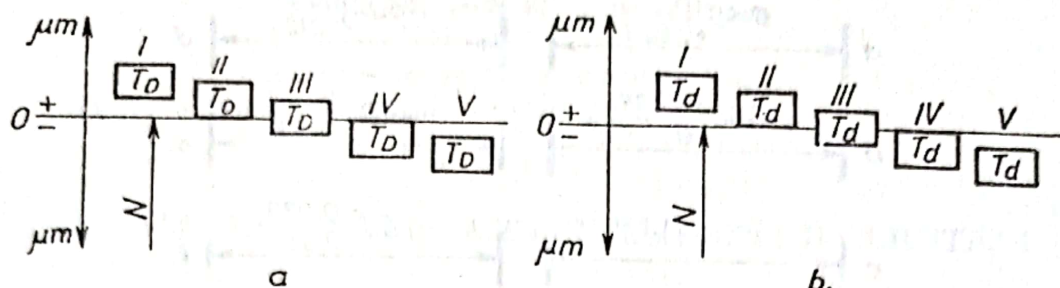


Fig. 1.3. Reprezentarea grafică simplificată a toleranţelor :
a — pentru alezaje; *b* — pentru arbori.

În operaţiile de rutină cu toleranţe, se foloseşte, de obicei, o reprezentare grafică simplificată în şi mai mare măsură, eliminîndu-se conturul piesei şi menţinîndu-se numai linia zero (linia diametrului nominal) şi liniile corespunzătoare celor două abateri limită (sau celor două diametre limită) ale căror poziţii sînt determinate faţă de linia zero (fig. 1.3, *a*, *b*). Cu cele două linii ale abaterilor (diametrelor) limită se formează un dreptunghi, a cărui înălţime este egală cu toleranţa la diametru. Laturile verticale, lungimea şi poziţia dreptunghiului spre dreapta sau spre stînga nu au nici o semnificaţie. În felul acesta, cîmpul de toleranţă, care are valori foarte mici în raport cu diametrele şi care se măsoară în μm, poate fi desenat la o scară convenabilă.

De reţinut că un alezaj sau un arbore prelucrat, cu diametrul efectiv egal cu diametrul nominal, poate fi considerat bun numai cînd este îndeplinită condiţia : $D_{min} \leqslant N \leqslant D_{max}$, respectiv $d_{min} \leqslant N \leqslant d_{max}$ (fig. 1.2, *a*, *b* şi 1.3, *a*, *b*, poz. *II*—*IV*).

Pe desenele de execuţie ale pieselor, diametrele şi abaterile se prescriu sub forma generală $N_{A_i}^{A_s}$, respectiv $N_{a_i}^{a_s}$, adică pe linia de cotă se scrie valoarea diametrului nominal (precedată, dacă este cazul, de semnul convenţional ∅), iar la dreapta acestei valori, se trec (cu cifre avînd înălţimea de 0,5—0,6 din înălţimea cifrelor diametrului nominal) valorile şi semnele abaterii superioare (dreapta sus) şi abaterii inferioare (dreapta jos sau în rînd cu diametrul nominal). Abaterile egale cu zero se înscriu, de asemenea, pe desen, iar dacă cele două abateri limită sînt egale între ele în valoare absolută (dar au semne contrarii), după valoarea diametrului nominal se trec semnele ±, urmate de valoarea abaterilor limită scrisă o singură dată şi cu aceeaşi mărime ca a diametrului nominal.

Exemplul 1.1. Pe desenul de execuţie al unui cep, care urmează să fie presat în placa de bază a unui dispozitiv, s-a prescris (fig. 1.4, *a*) :

$$\varnothing\, 40^{+0,042}_{+0,026}\ \text{mm}.$$

Diametrele limită prescrise sînt :

$$d_{max} = N + a_s = 40 + (+0,042) = 40,042\ \text{mm},$$

$$d_{min} = N + a_i = 40 + (+0,026) = 40,026\ \text{mm}.$$

BIBLIOTECA JUDEŢEANĂ

Scanned with OKEN Scanner

Toleranța prescrisă este :

$$T_d = d_{max} - d_{min} = 40{,}042 - 40{,}026 = 0{,}016 \text{ mm}$$

sau

$$T_d = a_s - a_i = 0{,}042 - (+0{,}026) = 0{,}016 \text{ mm}.$$

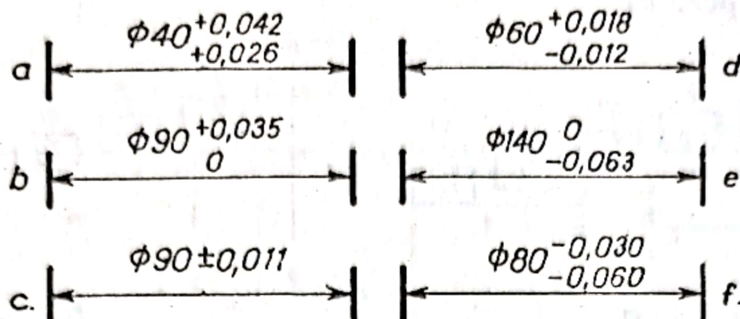


Fig. 1.4. Înscrierea toleranțelor pe desenele de execuție.

Exemplul 1.2. La alezajul din butucul unei roți dințate $N=90$ mm, $D_{min}=N=90$ mm și D_{max} $=90\,035$ mm. Abaterile limită vor fi :

$$A_s = D_{max} - N = 90{,}035 - 90 = +0{,}035 \text{ mm},$$

$$A_i = D_{min} - N = 90 - 90 = 0.$$

Pe desenul de execuție se va prescrie : $\varnothing 90^{+0{,}035}_{0}$ (fig. 1.4, *b*).

Exemplul 1.3. La treapta arborelui pe care se montează roata dințată din exemplul 1.2, diametrul nominal $N=90$ mm, diametrul maxim prescris $d_{max}=90{,}011$ mm și diametrul minim prescris $d_{min}=89{,}989$ mm. Abaterile limită au următoarele valori :

$$a_s = d_{max} - N = 90{,}011 - 90 = +0{,}011 \text{ mm},$$

$$a_i = d_{min} - N = 89{,}989 - 90 = -0{,}011 \text{ mm}.$$

Pe desenul de execuție se va prescrie : $\varnothing 90 \pm 0{,}011$ mm (fig. 1.4, *c*).

Exemplul 1.4. Pe desenul de execuție al capătului unui arbore, pe care se montează o roată de curea, se prescrie : $\varnothing 60^{+0{,}018}_{-0{,}012}$ mm (fig. 1.4, *d*). Diametrele limită și toleranța au următoarele valori :

$$d_{max} = N + a_s = 60 + (+0{,}018) = 60{,}018 \text{ mm},$$

$$d_{min} = N + a_i = 60 + (-0{,}012) = 59{,}988 \text{ mm},$$

$$T_d = d_{max} - d_{min} = 60{,}018 - 59{,}988 = a_s - a_i = 0{,}018 - (-0{,}012) = 0{,}030 \text{ mm}.$$

Exemplul 1.5. Dacă se impune : $d_{max}=N=140$ mm și $d_{min}=139{,}937$ mm, abaterile limită și toleranța vor fi :

$$a_s = d_{max} - N = 140 - 140 = 0$$

$$a_i = d_{min} - N = 139{,}937 - 140 = -0{,}063 \text{ mm},$$

$$T_d = d_{max} - d_{min} = 140 - 139{,}937 = a_s - a_i = 0 - (-0{,}063) = 0{,}063 \text{ mm}.$$

Pe desenul de execuție se va prescrie : $\varnothing 140^{\ 0}_{-0{,}063}$ (fig. 1.4, *e*).

Exemplul 1.6. Din considerente funcționale, diametrul efectiv al manetoanelor unor arbori cotiți (în locul de asamblare cu biela) trebuie să aibă valori cuprinse între $d_{min}=79{,}94$ mm și $d_{max}=79{,}97$ mm. Diametrul nominal $N=80$ mm.

Scanned with OKEN Scanner

Abaterile limită, superioară şi inferioară, vor fi:

$$a_s = d_{max} - N = 79{,}97 - 80 = -0{,}03 \text{ mm},$$

$$a_i = d_{min} - N = 79{,}94 - 80 = -0{,}06 \text{ mm},$$

iar toleranţa prescrisă:

$$T_d = d_{max} - d_{min} = 79{,}97 - 79{,}94 = 0{,}03 \text{ mm}$$

sau

$$T_d = a_s - a_i = -0{,}03 - (-0{,}06) = 0{,}03 \text{ mm}.$$

Pe desenul de execuţie se va prescrie: $\varnothing 80^{-0{,}03}_{-0{,}06}$ (fig. 1.4, *f*).

1.2.2. ASAMBLAREA ALEZAJELOR CU ARBORII. AJUSTAJE

Piesele alezaje şi arbori (cilindrice sau necilindrice), importante din punct de vedere funcţional, sînt prelucrate în scopul asamblării lor una cu alta.

Luînd în considerare numai un alezaj şi un arbore, asamblarea lor se face uşor sau greu, în funcţie de valorile diametrelor efective ale celor două suprafeţe. În cazul cînd diametrul efectiv al arborelui este mai mic decît diametrul efectiv al alezajului, arborele se introduce uşor în alezaj şi, în acest caz, se consideră că se face o *asamblare cu joc* (fig. 1.5). Dacă diametrul efectiv al arborelui este mai mare decît diametrul efectiv al alezajului, arborele poate fi introdus în alezaj numai în urma aplicării unei forţe axiale şi, în acest caz, se consideră că se face o *asamblare cu strîngere* (fig. 1.6). În primul caz, jocul efectiv

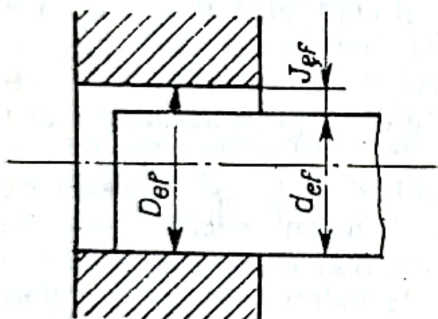


Fig. 1.5. Asamblare cu joc.

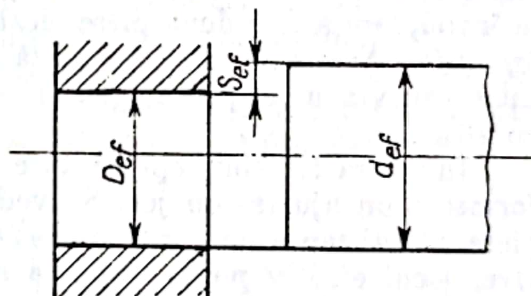


Fig. 1.6. Asamblare cu strîngere.

rezultat va fi egal cu diferenţa (pozitivă sau, cel puţin, egală cu zero) dintre diametrul efectiv al alezajului şi diametrul efectiv al arborelui, respectiv:

$$J_{ef} = D_{ef} - d_{ef}. \tag{1.12}$$

În cel de-al doilea caz, strîngerea efectivă rezultată va fi egală (conform STAS 8100-68) cu diferenţa negativă dintre diametrul efectiv al alezajului şi diametrul efectiv al arborelui înainte de asamblare. Dar, considerînd jocul şi strîngerea ca mărimi (sau noţiuni) diferite (pentru o tratare a lor mai uşoară), se poate stabili, prin convenţie, că strîngerea efectivă este diferenţa (pozitivă) dintre diametrul efectiv al arborelui şi diametrul efectiv al alezajului, adică:

$$S_{ef} = d_{ef} - D_{ef}. \tag{1.13}$$

Relaţiile (1.12) şi (1.13) arată că, luată ca atare, strîngerea este un joc negativ, respectiv jocul este o strîngere negativă.

Scanned with OKEN Scanner

Dacă în relațiile (1.12) și (1.13) diametrele efective se înlocuiesc prin diametrul nominal și abaterile corespunzătoare, se obțin:

$$J_{ef}=D_{ef}-d_{ef}=(N+A_{ef})-(N+a_{ef})=A_{ef}-a_{ef}, \tag{1.14}$$

$$S_{ef}=d_{ef}-D_{ef}=(N+a_{ef})-(N+A_{ef})=a_{ef}-A_{ef}, \tag{1.15}$$

adică jocurile și strîngerile sînt determinate și de abaterile corespunzătoare la diametrele alezajului și arborelui.

În producția de serie sau de masă, cînd alezajele, cu diametre efective diferite, se asamblează la întîmplare cu arbori avînd, de asemenea, diametre efective diferite, jocul sau strîngerea va avea, la fel, valori efective diferite. În acest context, apare noțiunea de *ajustaj*, prin care se înțelege caracterul asamblării în perechi a două grupe de piese de tipul alezaj-arbore sau raportul în care se găsesc cele două grupe de piese din punctul de vedere al rezultatului (joc sau strîngere) îmbinării lor. Pînă la un punct, cuvîntul *ajustaj* este sinonim cu cuvîntul *asamblare* și, din această cauză, cele două cuvinte se folosesc, deseori, în mod egal.

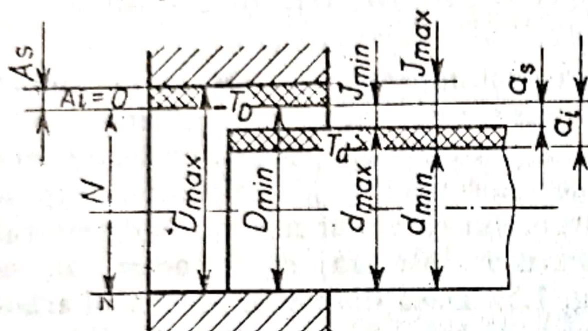


Fig. 1.7. Ajustaj cu joc.

Ajustaje cu joc. În industria constructoare de mașini și aparate se realizează o varietate mare de produse și piese componente, a căror asamblare trebuie să fie făcută cu joc sau cu strîngere. În cazul cînd rezultatele îmbinării la întîmplare a cîte două piese alezaj-arbore sînt jocurile, se consideră un *ajustaj cu joc*. Acesta se caracterizează întotdeauna prin existența unui joc garantat (pozitiv sau cel puțin egal cu zero) între oricare două piese asamblate una cu alta.

În figura 1.7 sînt reprezentate convențional, cele două grupe de piese care formează un ajustaj cu joc. Se vede că, deoarece diametrul efectiv al oricărei piese, alezaj sau arbore, poate avea diferite valori între diametrele limită respective, jocul efectiv poate avea, la rîndul lui, diferite valori între două valori limită, care vor fi evident *jocul maxim* și *jocul minim*. Jocul maxim se obține prin asamblarea alezajului cu cel mai mare diametru prescris (D_{max}) cu arborele cu cel mai mic diametru prescris (d_{min}). Deci, jocul maxim se determină din relația:

$$J_{max}=D_{max}-d_{min}. \tag{1.16}$$

Jocul minim se obține prin asamblarea alezajului cu cel mai mic diametru prescris (D_{min}) cu arborele al cărui diametru este egal cu d_{max}, adică:

$$J_{min}=D_{min}-d_{max}. \tag{1.17}$$

Dacă în relațiile (1.16) și (1.17) diametrele limită se înlocuiesc prin diametrul nominal și abaterile corespunzătoare, rezultă:

$$J_{max}=D_{max}-d_{min}=(N+A_s)-(N+a_i)=A_s-a_i, \tag{1.18}$$

$$J_{min}=D_{min}-d_{max}=(N+A_i)-(N+a_s)=A_i-a_s. \tag{1.19}$$

Scanned with OKEN Scanner

Jocurile limită (J_{max} şi J_{min}) determină un interval de variaţie a jocurilor efective. Acest interval se numeşte, prin analogie cu toleranţa diametrului, *toleranţa jocului* sau *toleranţa ajustajului cu joc* :

$$T_j = T_{aj.j} = J_{max} - J_{min} \qquad (1.20)$$

Dacă J_{max} şi J_{min} sînt înlocuite cu expresiile (1.16) şi (1.17), iar diametrele aceleiaşi piese sînt grupate, se obţine :

$$T_j = T_{aj.j} = (D_{max} - d_{min}) - (D_{min} - d_{max}) = (D_{max} - D_{min}) + (d_{max} - d_{min}) = = T_D + T_d. \qquad (1.21)$$

Acelaşi rezultat se obţine şi dacă jocurile limită sînt înlocuite cu diferenţele abaterilor din relaţiile (1.18) şi (1.19) :

$$T_j = T_{aj\ j} = (A_s - a_i) - (A_i - a_s) = (A_s - A_i) + (a_s - a_i) = T_D + T_d. \qquad (1.22)$$

Prin urmare, toleranţa jocului sau toleranţa ajustajului la ajustajele cu joc este egală, teoretic, cu suma toleranţelor la diametrele pieselor asamblate.

În funcţie de diametrele limită sau de abaterile limită şi toleranţele prescrise pentru alezaje şi arbori, ajustajele cu joc pot fi diferite în ce priveşte valorile jocurilor limită şi toleranţei ajustajului. În figura 1.8 sînt prezentate grafic (simplificat) cîteva ajustaje cu joc cînd toleranţa alezajului este constantă ca poziţie faţă de linia 0 (A_i=0, fig. 1.8, *a*) şi cînd toleranţa arborelui are poziţie constantă faţă de linia 0 (a_s=0, fig. 1.8, *b*). Aşa cum s-a menţionat (în parte) şi mai înainte, ajustaj cu joc este considerat şi cel la care J_{min}=0 (figura 1.8, *a*, *b*, poz. *III*). După cum se observă, la toate ajustajele cu joc toleranţa arborelui se găseşte întotdeauna sub toleranţa alezajului, acest lucru reieşind din condiţia că oricare diametru al alezajului (chiar şi cel mai mic) este mai mare decît oricare (chiar şi cel mai mare) dintre diametrele arborelui.

Ajustajele cu joc se prescriu şi se realizează în cazurile cînd una din cele două piese asamblate împreună (alezaj şi arbore) trebuie să execute o mişcare relativă, de rotaţie sau rectilinie, în raport cu cealaltă piesă (de exemplu, arborele în lagărul de fricţiune cu cuzinet).

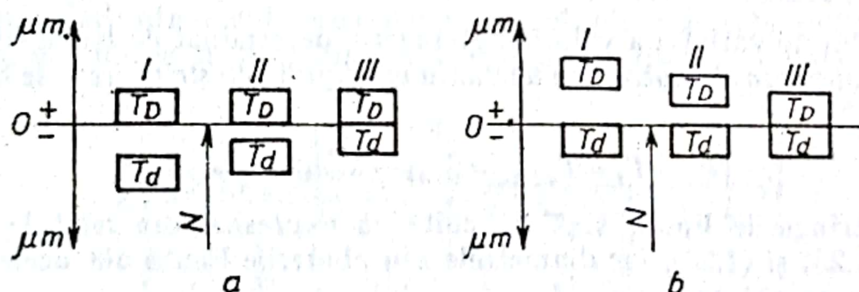


Fig. 1.8. Reprezentarea grafică simplificată a ajustajelor cu joc : *a* — toleranţa alezajului constantă ca poziţie; *b* — toleranţa arborelui constantă ca poziţie.

Ajustaje cu strîngere. Cînd rezultatele asamblării la întîmplare a cîte unui alezaj cu cîte un arbore sînt numai strîngerile, se consideră a fi un *ajustaj cu strîngere*. Acesta se caracterizează, ca urmare, prin existenţa unei strîngeri minime garantate (mai mare ca zero) între oricare două piese (alezaj şi arbore) asamblate împreună, deoarece diametrul efectiv al oricărui alezaj (chiar şi al celui mai mare) este mai mic decît diametrul efectiv al oricărui arbore (chiar şi al celui mai mic).

Scanned with OKEN Scanner

În figura 1.9 sînt prezentate convențional, evident înainte de asamblare, cele două grupe de piese (alezaje și arbori) care formează un ajustaj cu strîngere. Se observă că strîngerea efectivă poate avea diferite valori datorită faptului că și diametrul efectiv al alezajului și arborelui poate avea (înainte de asamblare) diferite valori între cele două valori limită prescrise. Prin asamblare, diametrul alezajului este silit să se mărească, diametrul arborelui este silit să

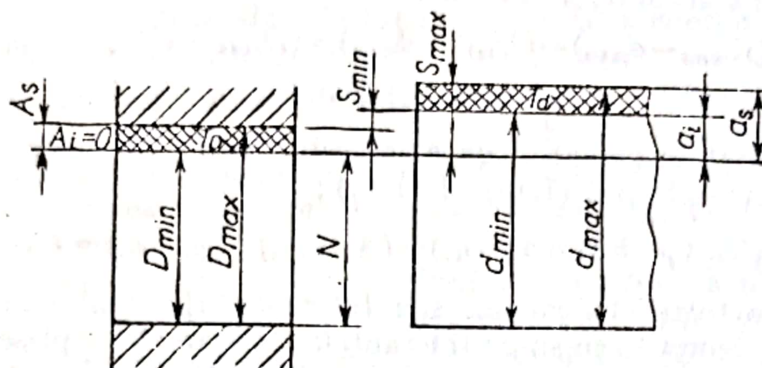


Fig. 1.9. Ajustaj cu strîngere.

se micșoreze, iar materialele celor două piese se deformează, strîngerea fiind exprimată printr-o stare de tensiuni între piesele asamblate. Valorile limită ale strîngerii sînt strîngerea maximă si strîngerea minimă :

$$S_{max}=d_{max}-D_{min}, \tag{1.23}$$

$$S_{min}=d_{min}-D_{max}. \tag{1.24}$$

Dacă, în aceste relații, diametrele limită ale arborelui și alezajului sînt înlocuite cu diametrul nominal și abaterile corespunzătoare, rezultă :

$$S_{max}=(N+a_s)-(N+A_i)=a_s-A_i, \tag{1.25}$$

$$S_{min}=(N+a_i)-(N+A_s)=a_i-A_s. \tag{1.26}$$

Intervalul de variație a valorilor strîngerii, determinat de strîngerile limită, se numește *toleranța strîngerii* sau *toleranța ajustajului cu strîngere* și se calculează astfel :

$$T_s=T_{aj.s.}=S_{max}-S_{min}. \tag{1.27}$$

Dacă strîngerile limită sînt înlocuite cu expresiile din relațiile (1.23) și (1.24) sau (1.25) și (1.26), iar diametrele sau abaterile limită ale aceleiași piese sînt grupate, se obține :

$$T_s=T_{aj.s}=(d_{max}-D_{min})-(d_{min}-D_{max})=(d_{max}-d_{min})+(D_{max}-D_{min})=$$
$$=T_d+T_D, \tag{1.28}$$

respectiv :

$$T_s=T_{aj.s}=(a_s-A_i)-(a_i-A_s)=(a_s-a_i)+(A_s-A_i)=$$
$$=T_d+T_D. \tag{1.29}$$

Deci, toleranța strîngerii sau toleranța ajustajului cu strîngere este egală, teoretic, ca și toleranța jocului, cu suma toleranțelor la diametrele pieselor care se asamblează împreună.

Scanned with OKEN Scanner

În figura. 1.10 sînt prezentate grafic simplificat cîteva ajustaje cu strîngere cînd toleranța alezajului este constantă ca poziție față de linia 0 ($A_i=0$, fig. 1.10, *a*) și cînd toleranța arborelui este constantă ca poziție față de linia 0 ($a_s=0$, fig. 1.10, *b*). La ajustajele cu strîngere toleranța arborelui se găsește întotdeauna deasupra toleranței alezajului și la o anumită distanță de aceasta.

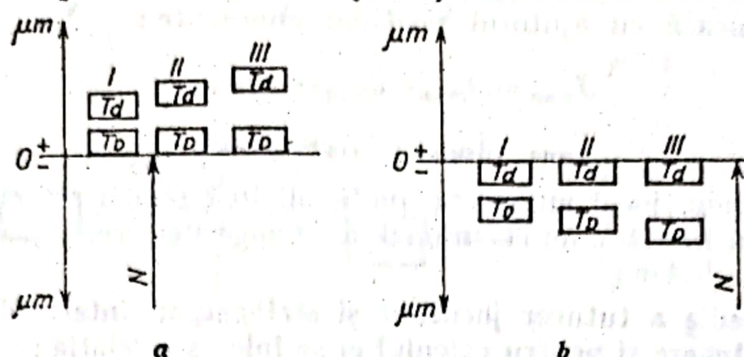


Fig. 1.10. Reprezentarea grafică simplificată a ajustajelor cu strîngere:

a — toleranța alezajului constantă ca poziție; *b* — toleranța arborelui constantă ca poziție.

De remarcat că, în relațiile pentru calculul strîngerilor, intră aceeași parametri ca în relațiile pentru calculul jocurilor. De aici, considerînd jocul și strîngerea ca mărimi independente pozitive, rezultă:

$$J_{max}=-S_{min} \quad \text{sau} \quad S_{min}=-J_{max}, \tag{1.30}$$

$$J_{min}=-S_{max} \quad \text{sau} \quad S_{max}=-J_{min}. \tag{1.31}$$

Ajustajele cu strîngere se prescriu în cazurile cînd piesele asamblate trebuie să fie fixe una față de cealaltă în timpul funcționării (de exemplu, cămașa cilindrului față de blocul cilindrilor la unele motoare cu combustie internă).

Ajustaje intermediare. În multe cazuri, condițiile de funcționare (de exemplu, necesitatea unei bune centrări dar și posibilitatea de montare și demontare ușoară a pieselor) admit obținerea atît a jocului, cît și a strîngerii între piesele asamblate, o condiție în plus fiind și aceea că jocurile și strîngerile rezultate

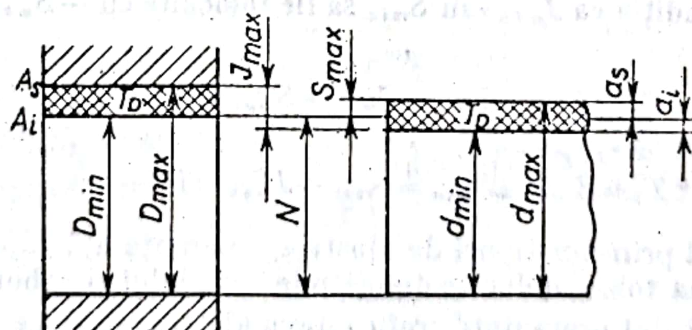


Fig. 1.11. Ajustaj intermediar (de trecere).

să fie relativ mici. Ajustajele, la care asamblarea este urmată fie de un joc, fie de o strîngere, se numesc *ajustaje intermediare* (sau de trecere). La acestea, toleranțele la diametrele celor două grupe de piese se suprapun, parțial sau total, așa cum se vede, de exemplu, în figura 1.11. Practic, acest lucru înseamnă că, prin prelucrare, se pot obține și alezaje cu diametrul efectiv mai mare decît

diametrul efectiv al unor arbori, dar şi alezaje cu diametrul efectiv mai mic decît diametrul efectiv al unor arbori; prin asamblarea la întîmplare a pieselor, în unele cazuri se vor obţine jocuri, iar în alte cazuri stringeri.

Diferitele valori efective ale jocurilor şi stringerilor vor fi cuprinse între două limite (considerate ca atare), care sînt jocul maxim şi stringerea maximă şi care se calculează cu ajutorul relaţiilor cunoscute:

$$J_{max}=D_{max}-d_{min}=A_s-a_i,$$

$$S_{max}=d_{max}-D_{min}=a_s-A_i.$$

În acelaşi timp, jocul minim ca limită minimă numai a jocurilor şi stringerea minimă ca limită minimă numai a stringerilor vor fi, evident, egale cu zero.

Valoarea medie a tuturor jocurilor şi stringerilor intermediare poate fi un joc sau o stringere şi pentru calculul ei se foloseşte relaţia:

$$J_{med}=\frac{J_{max}+J_{min}}{2}=\frac{J_{max}-S_{max}}{2}, \qquad (1.32)$$

sau

$$S_{med}=\frac{S_{max}+S_{min}}{2}=\frac{S_{max}-J_{max}}{2}. \qquad (1.33)$$

În relaţia (1.32) s-a făcut înlocuirea $J_{min}=-S_{max}$, iar în relaţia (1.33) s-a efectuat înlocuirea $S_{min}=-J_{max}$, întrucît, în cele două relaţii, J_{min} şi S_{min} sînt considerate ca limite în general şi nu numai pentru jocuri sau pentru stringeri. În funcţie de semnul rezultatului obţinut prin calculul cu una din cele două relaţii, se poate stabili dacă valoarea medie este caracteristica presupusă (de exemplu, J_{med}) sau caracteristica opusă. De regulă însă, cînd $J_{max}>S_{max}$, valoarea medie este J_{med} şi, deci, se foloseşte relaţia (1.32), iar cînd $S_{max}>J_{max}$, valoarea medie este S_{med} şi, pentru calculul ei, se foloseşte relaţia (1.33); în cazul cînd $J_{max}=S_{max}$, valoarea medie este zero.

Toleranţa ajustajului intermediar (de trecere) este intervalul de variaţin a jocurilor şi stringerilor (determinat de cele două limite J_{max} şi S_{max}) şi se calculează fie cu relaţia toleranţei jocului (1.20), fie cu relaţia toleranţei stringerii (1.27), cu condiţia ca J_{min} sau S_{min} să fie înlocuite cu $-S_{max}$ sau, respectiv, $-J_{max}$:

$$T_i=J_{max}-J_{min}=J_{max}+S_{max}=T_D+T_d \qquad (1.34)$$

sau

$$T_i=S_{max}-S_{min}=S_{max}+J_{max}=T_D+T_d. \qquad (1.35)$$

Ca şi în cazul primelor tipuri de ajustaje, toleranţa ajustajului intermediar este egală cu suma toleranţelor la diametrele alezajului şi arborelui.

În figura 1.12 sînt prezentate grafic cîteva ajustaje intermediare (I ... III).

Exemplul 1.7. Se prescrie pentru alezaje $\varnothing 60^{+0,030}_{0}$ mm şi pentru arbori $\varnothing 60^{-0,030}_{-0,060}$ mm (fig. 1.13). Să se calculeze caracteristicile ajustajului cu joc format de cele două grupe de piese.

Toleranţele la diametrele celor două grupe de piese sînt:

$$T_D=A_s-A_i=+0,030-0=0,030 \text{ mm};$$

$$T_d=a_s-a_i=-0,030-(-0,060)=0,030 \text{ mm}.$$

Jocurile limită și jocul mediu al ajustajului sînt:

$$J_{max}=D_{max}-d_{min}=6{,}030-59{,}940=A_s-a_i=0{,}030-(-0{,}060)=0{,}090 \text{ mm};$$

$$J_{min}=D_{min}-d_{max}=60-59{,}970=A_i-a_s=0-(-0{,}030)=0{,}030 \text{ mm};$$

$$J_{med}=\frac{J_{max}+J_{min}}{2}=\frac{0{,}090+0{,}030}{2}=\frac{0{,}120}{2}=0{,}060 \text{ mm}.$$

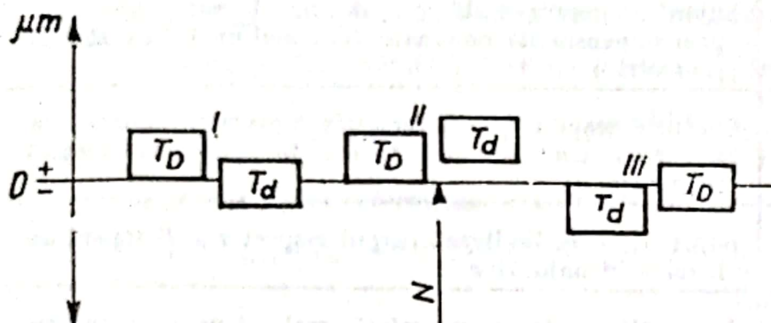


Fig. 1.12. Reprezentarea simplificată a ajustajelor intermediare.

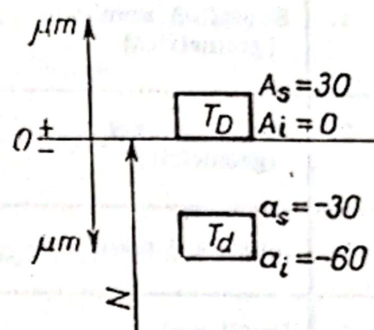


Fig. 1.13. Ajustaj cu joc.

Toleranța jocului sau a ajustajului cu joc:

$$T=T_{aj.j}=J_{max}-J_{min}=0{,}090-0{,}030=T_D+T_d=0{,}030+0{,}030=0{,}060 \text{ mm}.$$

Exemplul 1.8. Să se calculeze caracteristicile ajustajului cu stringere format din alezajele cu $\varnothing\, 100^{-0{,}051}_{-0{,}086}$ mm și arborii cu $\varnothing\, 100^{\;0}_{-0{,}035}$ mm (fig. 1.14).

Toleranțele prescrise la cele două diametre sînt:

— alezaje: $T_D=A_s-A_i=-0{,}051-(-0{,}086)=0{,}035$ mm,

— arbori: $T_d=a_s-a_i=0-(-0{,}035)=0{,}035$ mm.

Stringerile limită și stringerea medie sînt:

$$S_{max}=d_{max}-D_{min}=100-99{,}914=a_s-A_i=0-(-0{,}086)=0{,}086 \text{ mm};$$

$$S_{min}=d_{min}-D_{max}=99{,}965-99{,}949=a_i-A_s=-0{,}035-(-0{,}051)=0{,}016 \text{ mm};$$

$$S_{med}=\frac{S_{max}+S_{min}}{2}=\frac{0{,}086+0{,}016}{2}=\frac{0{,}102}{2}=0{,}051 \text{ mm}.$$

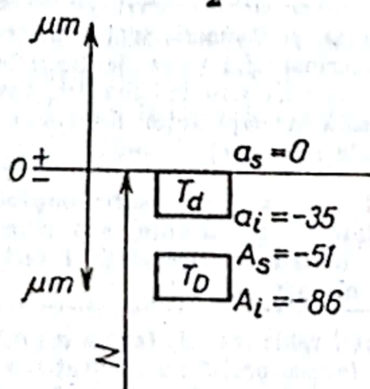


Fig. 1.14. Ajustaj cu stringere.

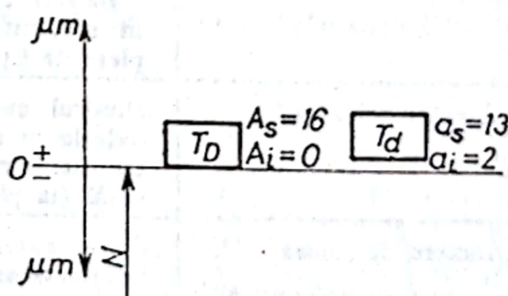


Fig. 1.15. Ajustaj intermediar.

Toleranța stringerii sau a ajustajului cu stringere este:

$$T_s=T_{aj.s}=S_{max}-S_{min}=0{,}086-0{,}016=T_D+T_d=0{,}035+0{,}035=0{,}070 \text{ mm}.$$

Exemplul 1.9. Un ajustaj intermediar este format de alezajele $\varnothing\, 35^{+0{,}016}_{\;0}$ mm și arborii $\varnothing\, 35^{+0{,}013}_{+0{,}002}$ mm. Să se determine caracteristicile acestui ajustaj (fig. 1.15).

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 1.1

Noţiuni şi definiţii ale suprafeţelor, profilurilor şi abaterilor de formă

Nr. crt.	Noţiune	Definiţie
1.	Suprafaţă nominală (geometrică)	Suprafaţa reprezentată pe desen, definită geometric prin dimensiunile nominale, fără nici un fel de abateri geometrice
2.	Profil nominal (geometric)	Conturul rezultat prin intersecţia suprafeţei nominale cu un plan convenţional definit în raport cu această suprafaţă
3.	Suprafaţă reală	Suprafaţă care limitează corpul respectiv şi îl separă de mediul înconjurător
4.	Profil real	Intersecţia dintre o suprafaţă reală şi un plan cu orientarea dată sau intersecţia dintre două suprafeţe reale (muchie reală)
5.	Suprafaţa efectivă	Suprafata obţinută prin măsurare, apropiată de suprafaţa reală
6.	Profil efectiv	Profilul obţinut prin măsurare, apropiat de profilul real
7.	Suprafaţă adiacentă de formă dată	Suprafaţa de formă dată, tangentă la suprafaţa reală (efectivă) dinspre partea exterioară materialului piesei
8.	Profil adiacent de formă dată	Profil de formă dată, tangent la profilul real (efectiv) dinspre partea exterioară materialului piesei
9.	Dreaptă adiacentă	Dreapta tangentă la profilul real (efectiv) şi aşezată astfel, încît distanţa maximă dintre profilul efectiv şi dreapta adiacentă să aibă valoarea cea mai mică posibilă
10.	Plan adiacent	Plan tangent la suprafaţa reală (efectivă) şi aşezat astfel, încît distanţa maximă dintre suprafaţa reală şi planul adiacent să aibă valoarea cea mai mică posibilă
11.	Cerc adiacent	Cercul cu diametrul minim, circumscris secţiunii transversale a suprafeţei exterioare (la piese de tip arbore) reale (efective) sau cercul cu diametrul maxim, înscris în secţiunea transversală a suprafeţei interioare (la piese de tip alezaj) reale (efective)
12.	Cilindru adiacent	Cilindrul cu diametrul minim, circumscris suprafeţei exterioare reale (la piese de tip arbore) sau cilindrul cu diametrul maxim, înscris în suprafaţa interioară reală (la piese de tip alezaj)
13.	Abatere de formă	Abaterea formei suprafeţei reale faţă de forma suprafeţei adiacente sau abaterea formei profilului real faţă de forma profilului adiacent. Mărimea abaterii de formă se determină ca distanţa maximă dintre suprafaţa efectivă şi suprafaţa adiacentă sau dintre profilul efectiv şi profilul adiacent
14.	Abatere limită de formă	Valoarea maximă admisă a abaterii de formă (valoarea minimă este egală cu zero)
15.	Toleranţa de formă	Zona determinată de abaterea limită de formă. Toleranţa de formă este egală cu abaterea limită de formă

Scanned with OKEN Scanner

Toleranțele alezajelor și arborilor sînt :

$$T_D = A_s - A_i = 0{,}016 - 0 = 0{,}016 \text{ mm};$$

$$T_d = a_s - a_i = 0{,}013 - (+0{,}002) = 0{,}011 \text{ mm}.$$

Caracteristicile ajustajului sînt :

$$J_{max} = D_{max} - d_{min} = 35{,}016 - 35{,}002 = A_s - a_i = 0{,}016 - (+0{,}002) = 0{,}014 \text{ mm}.$$

$$S_{max} = d_{max} - D_{min} = 35{,}013 - 35 = a_s - A_i = 0{,}013 - 0 = 0{,}013 \text{ mm}.$$

$$J_{med} = \frac{J_{max} + J_{min}}{2} = \frac{J_{max} - S_{max}}{2} = \frac{0{,}014 - 0{,}013}{2} = 0{,}0005 \text{ mm}.$$

Toleranța ajustajului intermediar (de trecere) este :

$$T_t = J_{max} + S_{max} = 0{,}014 + 0{,}013 = T_D + T_d = 0{,}016 + 0{,}011 = 0{,}027 \text{ mm}.$$

1.3. PRECIZIA FORMEI GEOMETRICE A SUPRAFEȚELOR

Forma geometrică a suprafețelor este impusă, ca și dimensiunile, de condițiile funcționale ale pieselor și produselor finite (mașini, aparate, utilaje). Dar imperfecțiunea sistemului tehnologic de lucru (mașină—unealtă—dispozitiv—piesă—sculă), ca și neuniformitatea procesului de prelucrare provoacă modificarea, în măsură mai mare sau mai mică, a formei geometrice de la o piesă la alta, precum și în raport cu forma geometrică luată ca bază de comparare. Această modificare se tratează și se stabilește prin așa-numitele *abateri de formă*. Se deosebesc următoarele abateri : de la circularitate, de la cilindricitate, de la rectilinitate, de la planitate, de la forma dată a profilului și de la forma dată a suprafeței.

În tabelul 1.1 se dau cîteva noțiuni și definiții (conform STAS 7384-66) în legătură cu tratarea și determinarea abaterilor de formă. De reținut că, la măsurarea abaterii de formă, nu se ia în considerare rugozitatea suprafeței.

a. **Abaterea de la circularitate** sau **necircularitatea** (AFc) se consideră ca fiind distanța maximă dintre profilul efectiv în secțiune transversală a unei piese cilindrice și cercul adiacent al aceleiași secțiuni transversale (fig. 1.16). Cele mai des întîlnite forme ale abaterii de la circularitate sînt ovalitatea și poligonalitatea.

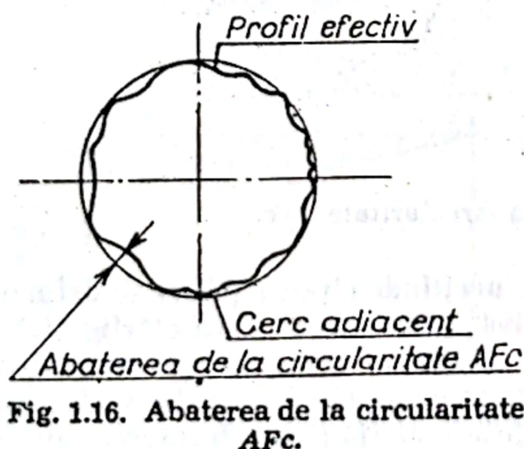


Fig. 1.16. Abaterea de la circularitate AFc.

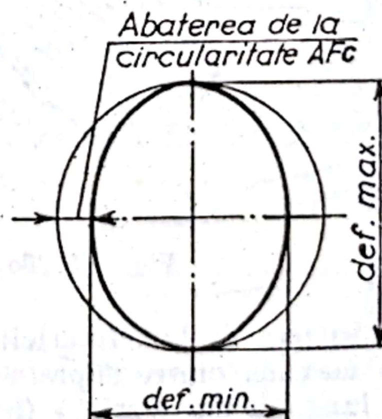


Fig. 1.17. Ovalitatea.

Prin *ovalitate*, prezentată (exagerat) în figura 1.17, se înţelege forma aproximativ elipsoidală în secţiune transversală a pieselor cilindrice. După cum se poate constata, diametrul efectiv are, în aceeaşi secţiune, diferite valori, ovalitatea efectivă fiind dată de diferenţa dintre cel mai mare şi cel mai mic diametru efectiv şi, în acelaşi timp, fiind egală cu dublul abaterii de la circularitate :

$$Ov_{ef} = d_{ef.max} - d_{ef.min} = 2 \cdot AF_c \tag{1.36}$$

În majoritatea cazurilor, ovalitatea este limitată de toleranţa prescrisă pentru diametru, adică :

$$Ov = d_{max} - d_{min} = T_d \tag{1.37}$$

sau

$$Ov = D_{max} - D_{min} = T_D. \tag{1.37'}$$

În alte cazuri însă, la unele suprafeţe cilindrice foarte importante din punct de vedere funcţional, valoarea maximă admisă a ovalităţii este mai mică sau mult mai mică decît toleranţa la diametru ($Ov \ll T_d$, respectiv $Ov \ll T_D$) şi ea se prescrie, în mod obligatoriu, pe desenul de execuţie sub formă de toleranţă la circularitate.

Prin *poligonalitate* se înţelege forma aproximativ poligonală a pieselor cilindrice în secţiune transversală. Poligonalitatea se tratează aproximativ în acelaşi mod ca şi ovalitatea.

Ovalitatea şi poligonalitatea se datoresc fie formei iniţiale a semifabricatului piesei (această formă iniţială se transmite în decursul prelucrării, mai mult sau mai puţin îmbunătăţită, la piesa finită), fie formei necirculare a fusurilor arborilor principali ai maşinilor-unelte.

Toleranţa la circularitate (*TFc*) (fig. 1.18) este valoarea maximă admisă a abaterii de la circularitate ; zona toleranţei la circularitate este cuprinsă între cercul adiacent şi un cerc concentric cu acesta, avînd raza mai mică (la arbori, fig. 1.18, *a*) sau mai mare (la alezaje, fig. 1.18, *b*) cu valoarea toleranţei la circularitate.

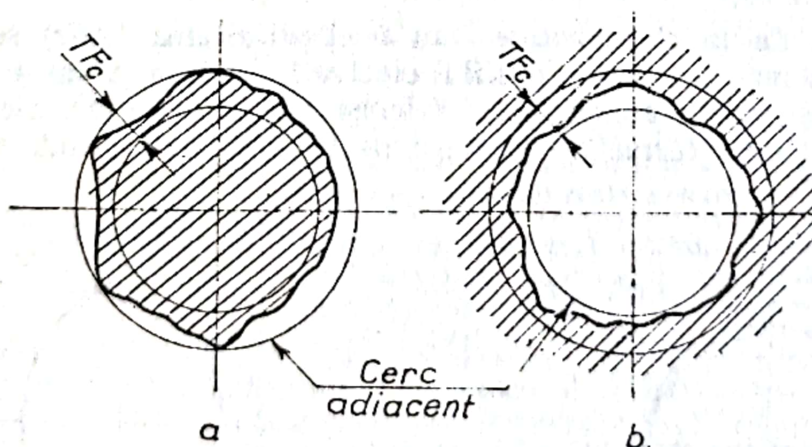


Fig. 1.18. Toleranţa la circularitate TFc.

b. **Abaterea de la cilindricitate sau necilindricitatea** (*AFl*) se defineşte ca distanţa maximă dintre suprafaţa efectivă şi cilindrul adiacent (fig. 1.19), în limitele lungimii de referinţă (lungimea profilului în limitele căreia se determină abaterea de formă). Această abatere se compune din abaterea de la circularitate şi din abaterea profilului longitudinal (axial). Abaterea profilului

longitudinal este distanţa maximă dintre profilul longitudinal adiacent şi profilul longitudinal efectiv.

Cele mai des întîlnite forme ale abaterii de la cilindricitate sînt:

— *forma butoi* (fig. 1.20, *a*), la care generatoarele profilului longitudinal sînt curbe, diametrul crescînd de la extremităţi spre mijlocul profilului;

— *forma şa* (fig. 1.20, *b*), la care generatoarele profilului longitudinal sînt, de asemenea, curbe, diametrul crescînd de la mijlocul profilului spre extremităţi;

— *forma conică* (fig. 1.20, *c*), la care generatoarele profilului longitudinal sînt drepte, dar neparalele (înclinate, una faţă de alta, într-un sens sau altul);

— *curbarea* (fig. 1.20, *d*), la care locul geometric al secţiunilor transversale este o linie curbă.

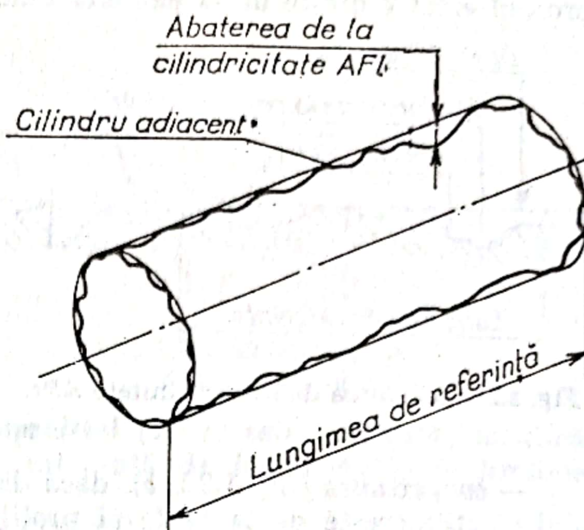


Fig. 1.19. Abaterea de la cilindricitate *AFl*.

Din punct de vedere valoric, forma butoi, forma şa şi forma conică se caracterizează prin diferenţa dintre diametrul maxim şi diametrul minim, adică prin dublul abaterii de la cilindricitate; mărimea curburii este egală cu abaterea de la cilindricitate.

Toleranţa la cilindricitate (*TFl*) este valoarea maximă admisă a abaterii de la cilindricitate (a necilindricităţii); zona toleranţei la cilindricitate este cuprinsă între cilindrul adiacent şi un cilindru coaxial cu primul, avînd raza mai mică (la arbori) sau mai mare (la alezaje) cu toleranţa la cilindricitate.

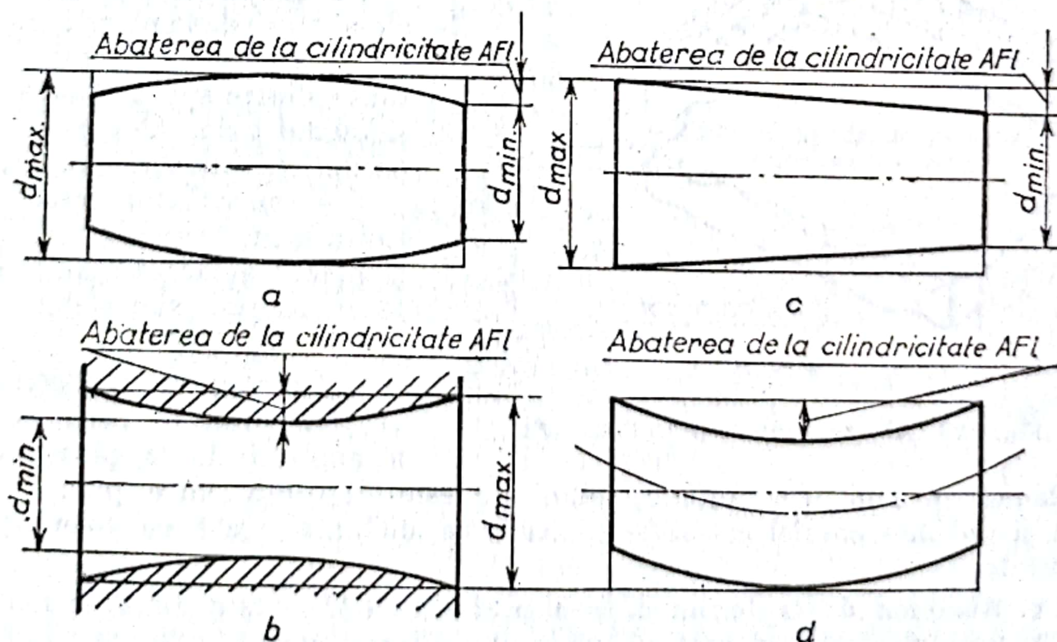


Fig. 1.20. Forme ale abaterii de la cilindricitate.

Scanned with OKEN Scanner

c. **Abaterea de la rectilinitate sau nerectilinitatea** (*AFr*) este distanţa maximă dintre profilul efectiv şi dreapta adiacentă, în limitele lungimii de referinţă (fig. 1.21).

Formele simple ale abaterii de la rectilinitate sînt:

— *concavitatea* (fig. 1.22, *a*), dacă distanţa dintre dreapta adiacentă şi profilul efectiv creşte de la extremităţile profilului spre mijloc;

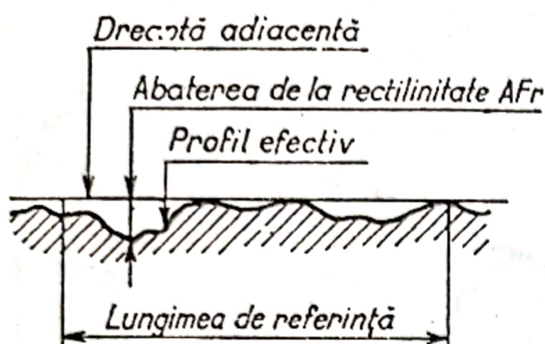


Fig. 1.21. Abaterea de la rectilinitate *AFr*.

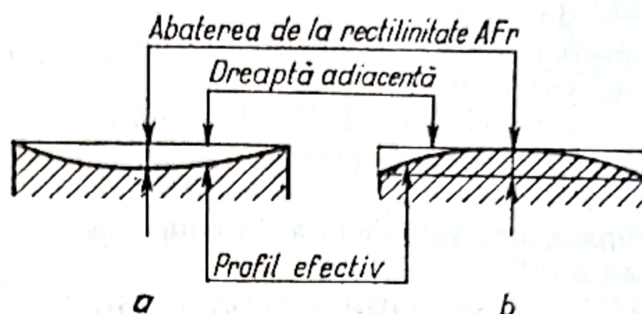


Fig. 1.22. Forme ale abaterii de la rectilinitate.

— *convexitatea* (fig. 1.22, *b*), dacă distanţa dintre dreapta adiacentă şi profilul efectiv creşte de la mijlocul profilului spre extremităţi.

Toleranţa la rectilinitate (*TFr*) este valoarea maximă admisă a abaterii de la rectilinitate (a nerectilinităţii).

De obicei, abaterea de la rectilinitate se ia în consideraţie numai la suprafeţele lungi şi înguste (de exemplu, la ghidaje rectilinii).

d. **Abaterea de la planitate sau neplanitatea** (*AFp*) este distanţa maximă dintre suprafaţa efectivă şi planul adiacent (fig. 1.23), în limitele suprafeţei de referinţă (suprafaţa în limitele căreia se determină abaterea de formă).

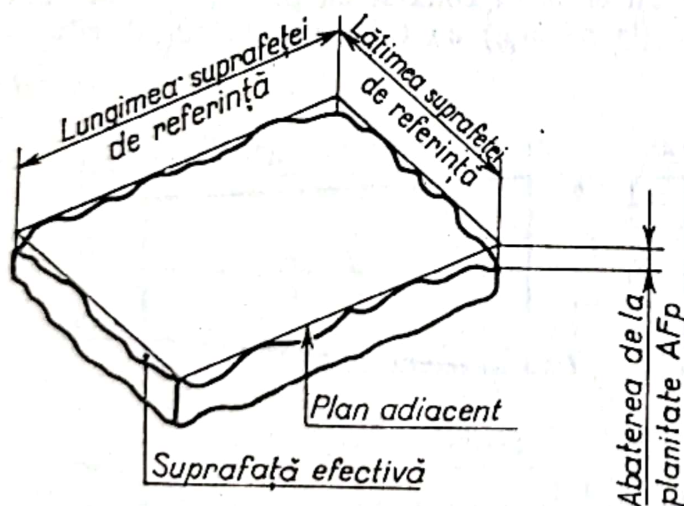


Fig. 1.23. Abaterea de la planitate *AFp*.

Principalele forme simple ale abaterii de la planitate sînt:

— *concavitatea*, cînd distanţa dintre suprafaţa efectivă şi planul adiacent creşte de la periferia suprafeţei spre mijloc;

— *convexitatea*, cînd distanţa dintre suprafaţa efectivă şi planul adiacent descreşte de la periferia suprafeţei spre mijloc

Toleranţa la planitate (*TFp*) este valoarea maximă admisă a abaterii de la planitate (a neplanităţii). Zona toleranţei la planitate este cuprinsă între planul adiacent şi un plan paralel cu acesta, situat la distanţa egală cu toleranţa la planitate.

e. **Abaterea de la forma dată a profilului** (*AFf*) este distanţa maximă dintre profilul efectiv şi profilul adiacent de formă dată, în limitele lungimii de referinţă (fig. 1.24).

Scanned with OKEN Scanner

Toleranța la forma dată a profilului (*TFf*) este egală cu valoarea maximă admisă a abaterii de la forma dată a profilului. Zona acestei toleranțe este cuprinsă între profilul adiacent și înfășurătoarea cercului care se rostogolește pe profilul adiacent și are diametrul egal cu toleranța la forma dată a profilului (fig. 1.25).

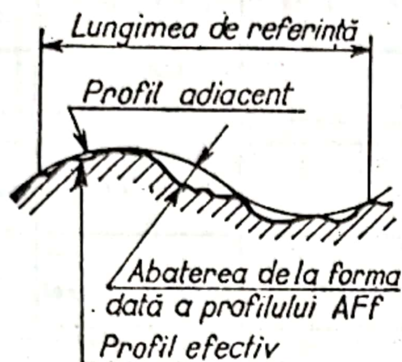


Fig. 1.24. Abaterea de la forma dată a profilului *AFf*.

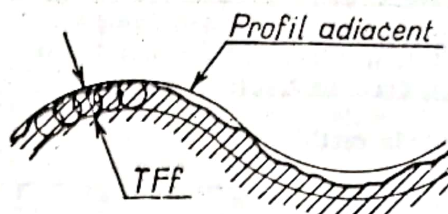


Fig. 1.25. Toleranța la forma dată a profilului *TFf*.

f. **Abaterea de la forma dată a suprafeței** (*AFs*) este distanța maximă dintre suprafața efectivă și suprafața adiacentă de formă dată, în limitele suprafeței de referință (fig. 1.26).

Toleranța la forma dată a suprafeței (*TFs*) este egală cu valoarea maximă a abaterii de la forma dată a suprafeței. Zona acestei toleranțe este cuprinsă între suprafața adiacentă și înfășurătoarea sferei care se rostogolește pe suprafața adiacentă și are diametrul egal cu toleranța la forma dată a suprafeței.

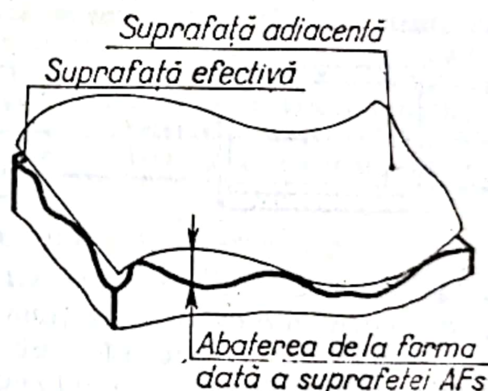


Fig. 1.26. Abaterea de la forma dată a suprafeței *AFs*.

Pentru abaterile de formă s-au stabilit 12 clase de precizie, notate cu cifre romane de la I la XII, cu toleranțele respective.

Pe desenele de execuție ale pieselor, datele cu privire la toleranțele de formă se înscriu într-un cadru dreptunghiular, trasat cu linie mijlocie continuă și împărțit în două sau trei căsuțe. În căsuța din stînga se trece simbolul grafic al toleranței, iar în cealaltă (sau celelalte) căsuță se trece valoarea toleranței în mm, raportată la toată suprafața sau numai la o anumită lungime ori suprafață de referință. Cadrul cu toleranța de formă se leagă de suprafața la care se referă printr-o linie de indicație terminată cu săgeată.

În tabelul 1.2 sînt date simbolurile stabilite pentru toleranțele de formă, iar în figura 1.27 sînt prezentate cîteva exemple de înscriere a toleranțelor de formă pe desenele de execuție ale pieselor.

1.4. PRECIZIA POZIȚIEI SUPRAFEȚELOR

Din punct de vedere funcțional, poziția suprafețelor, a profilurilor, a planelor de simetrie și a axelor este, de multe ori, foarte importantă, ea determinînd, împreună cu dimensiunile și forma suprafețelor, calitatea atît a piese-

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 1.2

Simboluri pentru toleranțele de formă (după STAS 7385-66)

Denumirea toleranței	Simbolul	
	literal	grafic
Toleranța la circularitate	*TFc*	○
Toleranța la cilindricitate	*TFl*	⌭
Toleranța la rectilinitate	*TFr*	—
Toleranța la planitate	*TFp*	▱
Toleranța la forma dată a profilului	*TFf*	⌒
Toleranța la forma dată a suprafeței	*TFs*	⌓

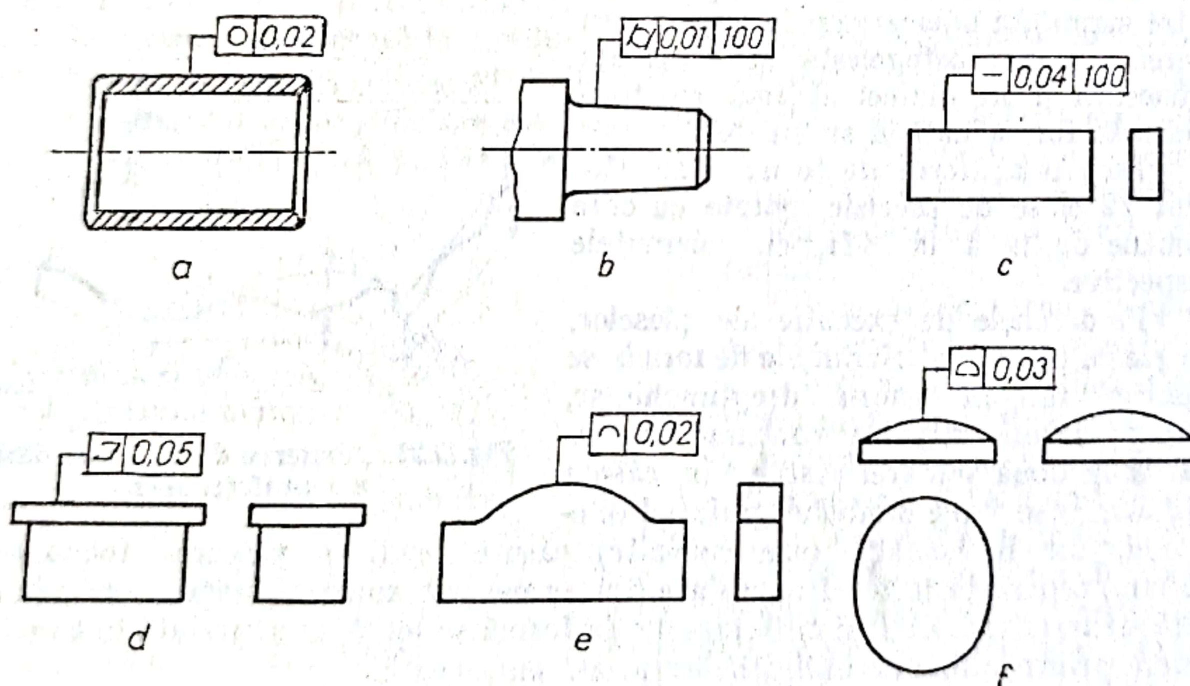


Fig. 1.27. Exemple de înscriere pe desen a toleranțelor de formă :

a — la circularitate, de 0,02 mm în orice secțiune la exteriorul bucșei; *b* — la cilindricitate, de 0,01 mm pe lungimea de 100 mm a suprafeței respective; *c* — la rectilinitate, de 0,04 mm pe orice lungime de 100 mm a suprafeței date; *d* — la planitate, de 0,05 mm pe toată suprafața piesei; *e* — la forma profilului șablonului, de 0,02 mm în orice secțiune paralelă cu planul de proiecție; *f* — la forma suprafeței date, de 0,03 mm în orice secțiune.

lor și organelor de mașini luate separat, cît și a mașinilor și aparatelor în întregime.

Precizia poziției suprafețelor (în general) se tratează și se determină prin *abaterile de poziție.*

Scanned with OKEN Scanner

În tabelul 1.3 se dau cîteva noțiuni și definiții generale (după STAS 7384-66) referitor la abaterile de poziție.

Tabelul 1.3

Noțiuni și definiții cu privire la abaterile de poziție

Nr. crt.	Noțiune	Definiție
1.	Poziție nominală	Poziția suprafeței, a profilului, a axei sau a planului de simetrie, determinată prin cote nominale liniare și (sau) unghiulare față de baza de referință sau față de o altă suprafață, profil, axă sau plan de simetrie
2.	Bază de referință	Suprafață, linie sau punct, față de care se determină poziția nominală a suprafeței sau a elementului considerat
3.	Abatere de poziție	Abaterea de la poziția nominală a unei suprafețe, a axei ei, a unui profil sau a unui plan de simetrie față de baza de referință sau abaterea de la poziția nominală reciprocă a unor suprafețe, a axelor lor, a unor profile sau a planelor de simetrie
4.	Abatere limită de poziție	Valoarea maximă admisă (pozitivă sau negativă) a abaterii de poziție
5.	Toleranță de poziție	Intervalul sau zona determinată de abaterile limită de poziție. După caz, toleranța de poziție poate fi egală cu abaterea limită de poziție (dacă abaterea inferioară de poziție este egală cu zero) sau cu dublul abaterii limită de poziție (dacă abaterea inferioară de poziție este egală și de semn contrar cu abaterea superioară)

Cele mai des întîlnite abateri de poziție sînt următoarele:

a. **Abaterea de la paralelism sau neparalelismul** (*APl*). Se deosebesc:

— abaterea de la paralelism (neparalelismul) a două drepte într-un plan, care este diferența dintre distanță maximă și distanța minimă dintre cele două drepte adiacente coplanare, măsurată în limitele lungimii de referință;

— abaterea de la paralelism (neparalelismul) a două drepte în spațiu, respectiv abaterile APl_x și APl_y de la paralelismul proiecțiilor celor două drepte încrucișate, pe două plane reciproc perpendiculare;

— abaterea de la paralelism (neparalelismul) dintre o dreaptă și un plan, respectiv diferența dintre distanța maximă și distanța minimă dintre dreapta adiacentă și planul adiacent, măsurată în limitele lungimii de referință, în planul perpendicular pe planul adiacent și care conține dreapta adiacentă;

— abaterea de la paralelism (neparalelismul) a două plane, respectiv diferența dintre distanța maximă și distanța minimă dintre cele două plane adiacente, măsurată în limitele suprafeței de referință;

— abaterea de la paralelism (neparalelismul) dintre un plan și o suprafață de rotație (fig. 1.28, *a*), respectiv diferența dintre distanța maximă și distanța minimă dintre planul adiacent și axa suprafeței adiacente de rotație, măsurată în limitele lungimii de referință;

— abaterea de la paralelism (neparalelismul) a două suprafețe de rotație (fig. 1.28, *b*); această abatere se poate determina în plan sau în spațiu analog cu abaterea de la paralelism a două drepte în plan sau în spațiu.

Toleranța la paralelism (TPl) este valoarea maximă admisă a abaterii de la paralelism (a neparalelismului).

b. Abaterea de la perpendicularitate sau neperpendicularitatea (APd). Se deosebesc :

— abaterea de la perpendicularitate (neperpendicularitatea) dintre două drepte, două suprafețe de rotație (fig. 1.29, *a*) sau o suprafață de rotație și o dreaptă ; această abatere este diferența dintre unghiul format de dreptele adiacente la profilele efective, respectiv de axele suprafețelor adiacente de rotație și unghiul nominal de 90°, măsurată liniar în limitele lungimii de referință ;

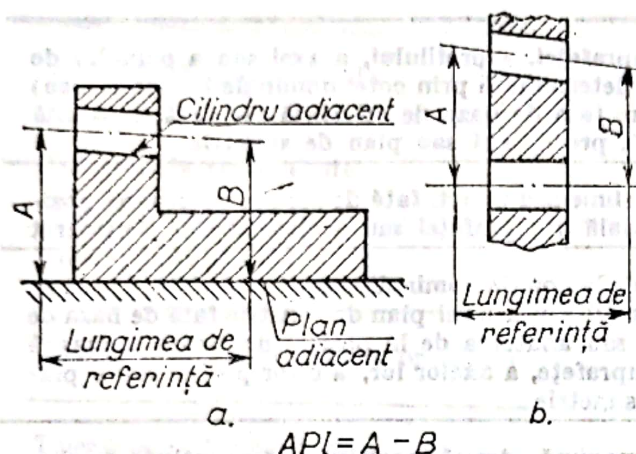


Fig. 1.28. Abaterea de la paralelism APl.

— abaterea de la perpendicularitate (neperpendicularitatea) a unei drepte sau a unei suprafețe de rotație față de un plan ; această abatere este egală cu diferența dintre unghiul format de dreapta adiacentă sau de axa suprafeței adiacente de rotație (fig. 1.29, *b*) cu planul adiacent la suprafața efectivă și unghiul nominal de 90°, măsurată liniar (într-un plan dat sau în două plane reciproc perpendiculare prin proiecțiile dreptei sau axei pe aceste plane) în limitele lungimii de referință ;

— abaterea de la perpendicularitate (neperpendicularitatea) a unui plan față de o dreaptă, de un plan (fig. 1.29, *c*) sau de o suprafață de rotație ; această abatere este egală cu diferența dintre unghiul format de planul adiacent cu dreapta adiacentă, cu planul adiacent sau cu axa suprafeței adiacente de rotație și unghiul nominal de 90°, măsurată liniar în limitele lungimii de referință.

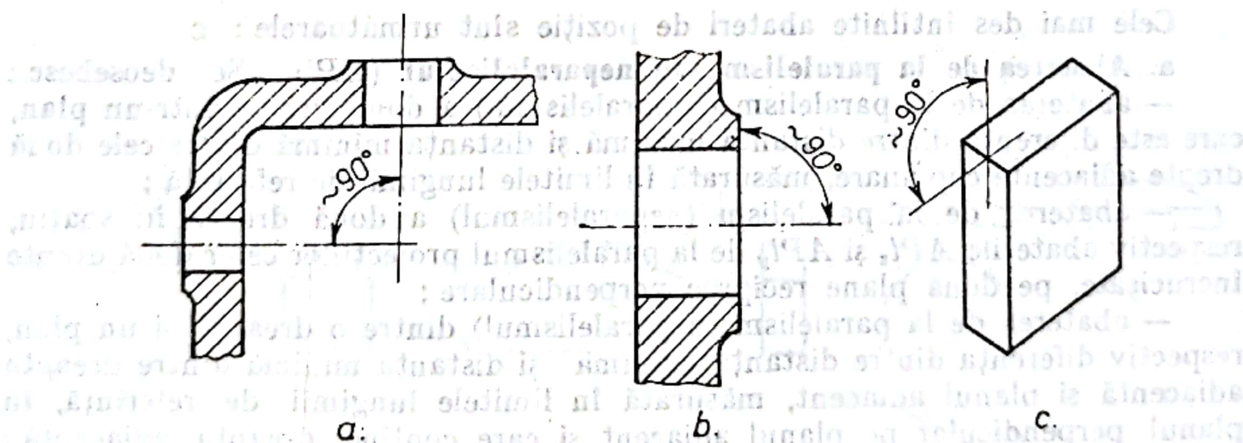


Fig. 1.29. Abaterea de la perpendicularitate APd.

Toleranța la perpendicularitate (TPd) este egală cu valoarea maximă admisă a abaterii de la perpendicularitate (a neperpendicularității).

c. Abaterea de la înclinare (APi) dintre : două drepte, două suprafețe de rotație, două suprafețe plane, o dreaptă și o suprafață de rotație, o dreaptă și o suprafață plană, o suprafață de rotație și o suprafață plană ; această abatere

Scanned with OKEN Scanner

este egală cu diferenţa dintre unghiul format de dreptele sau suprafeţele adiacente respective şi unghiul nominal, dat, măsurată liniar în limitele lungimii de referinţă.

Toleranţa la înclinare (TPi) este egală cu valoarea maximă admisă a abaterii de la înclinare.

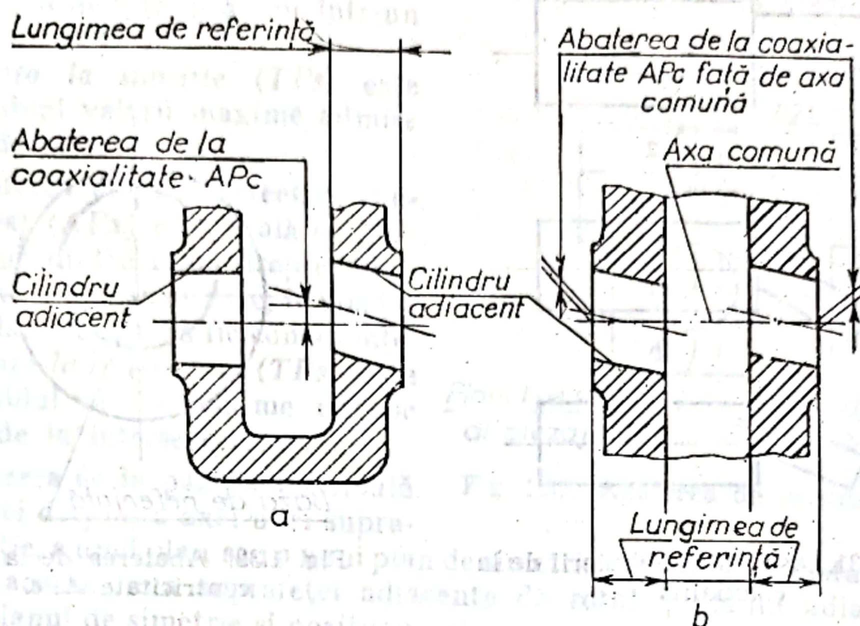


Fig. 1.30. Abaterea de la coaxialitate APc.

d. Abaterea de la coaxialitate sau necoaxialitatea şi de la concentricitate sau neconcentricitatea (APc). Se deosebesc:

— *abaterea de la coaxialitate* (necoaxialitatea), care este egală cu distanţa maximă dintre axa suprafeţei adiacente considerate şi axa dată ca bază de referinţă, măsurată în limitele lungimii de referinţă. Baza de referinţă poate fi: axa uneia dintre suprafeţele adiacente de rotaţie (fig. 1.30, *a*); axa comună a două sau mai multe suprafeţe de rotaţie (fig. 1.30, *b*), ca axă comună considerîndu-se dreapta trecînd prin centrele secţiunilor transversale medii ale suprafeţelor respective. Abaterea de la coaxialitate poate avea următoarele aspecte: *excentricitatea* (dezaxarea), cînd axele suprafeţelor sînt paralele (fig. 1.31, *a*); *necoaxialitatea* unghiulară (frîngerea), cînd axele suprafeţelor sînt concurente (fig. 1.31, *b*); *necoaxialitatea încrucişată*, cînd axele suprafeţelor sînt încrucişate (fig. 1.31, *c*);

— *abaterea de la concentricitate* (neconcentricitatea, excentricitatea), care este egală cu distanţa dintre centrul cercului adiacent al suprafeţei considerate şi baza de referinţă (fig. 1.32); neconcentricitatea este cazul particular al necoaxialităţii, cînd lungimea de referinţă este egală cu zero.

Toleranţa la coaxialitate şi la concentricitate (TPc) este egală cu dublul valorii maxime admise a abaterii de la coaxialitate sau de la concentricitate.

e. Bătaia radială (ABr) este egală cu diferenţa dintre distanţa maximă şi distanţa minimă de la suprafaţa efectivă la axa de rotaţie, măsurată în limitele lungimii de referinţă. De exemplu, la piesa din figura 1.33, suprafaţa exterioară are axa de rotaţie decalată faţă de axa geometrică a ei cu valoarea $APc=e$ (excentricitatea). Distanţele punctelor A şi B faţă de axa de rotaţie sînt $a_{max}=$

$=R+e$ şi respectiv $a_{min}=R-e$. Prin rotirea piesei cu 180°, punctele A şi B ajung în poziţiile A' şi respectiv B', deci şi piesa va avea o nouă poziţie. După rotirea piesei cu încă 180°, punctele A şi B ajung în poziţiile iniţiale. Bătaia radială va fi:

$$ABr=a_{max}-a_{min}=2e. \tag{1.38}$$

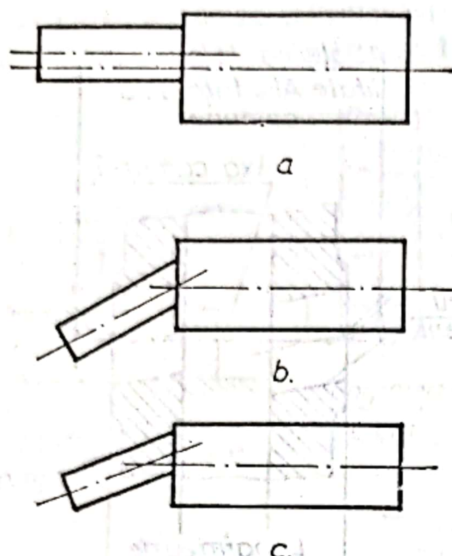


Fig. 1.31. Aspecte ale abaterii de la coaxialitate.

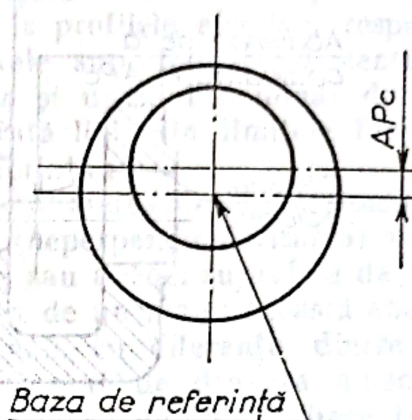


Fig. 1.32. Abaterea de la concentricitate APc.

Bătaia radială poate fi considerată ca o consecinţă a abaterii de la concentricitate şi ea apare la orice suprafaţă cilindrică de rotaţie, la care axa de rotaţie nu coincide cu axa geometrică.

Toleranţa bătăii radiale (TBr) este egală cu valoarea maximă admisă a bătăii radiale.

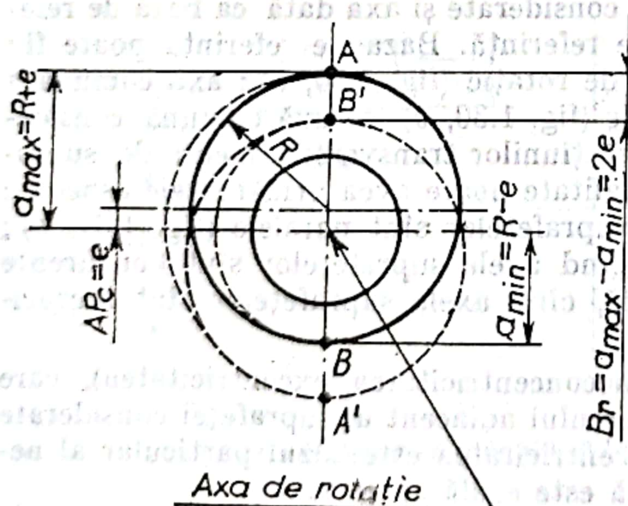


Fig. 1.33. Bătaia radială ABr.

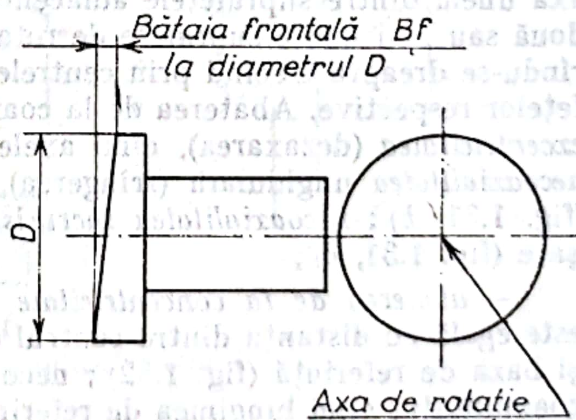


Fig. 1.34. Bătaia frontală ABf.

f. Bătaia frontală (ABf) este egală cu diferenţa dintre distanţa maximă şi distanţa minimă de la suprafaţa frontală reală la un plan perpendicular pe axa de rotaţie de referinţă, măsurată în limitele lungimii de referinţă sau la un diametru dat (fig 1.34). Se poate considera că bătaia frontală este un caz particular al neperpendicularităţii.

Scanned with OKEN Scanner

Toleranța bătăii frontale (*TBf*) este egală cu valoarea maximă admisă a bătăii frontale.

g. Abaterea de la simetrie (asimetria) (*APs*) este egală cu distanța maximă dintre planele (axele) de simetrie ale suprafețelor considerate, măsurată în limitele lungimii de referință sau într-un plan dat (fig. 1.35).

Toleranța la simetrie (*TPs*) este egală cu dublul valorii maxime admise a abaterii de la simetrie.

h. Abaterea de la intersectare (neintersectarea) (*APx*) este egală cu distanța minimă dintre două drepte adiacente sau dintre două axe, care, în poziția lor nominală, trebuie să fie concurente.

Toleranța la intersectare (*TPx*) este egală cu dublul valorii maxime admise a abaterii de la intersectare.

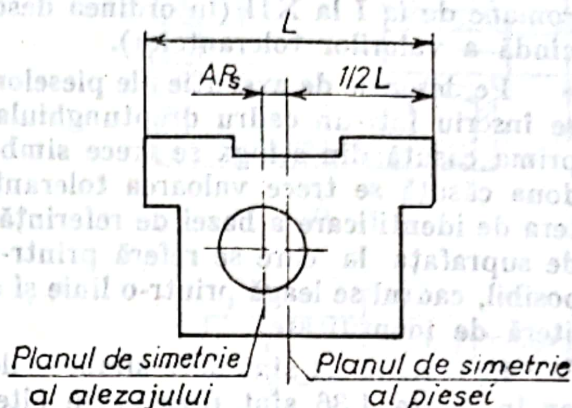


Fig. 1.35. Abaterea de la simetrie *APs*.

i. Abaterea de la poziția nominală (*APp*) a unei drepte, a axei unei suprafețe de rotație, a unui plan sau a unui plan de simetrie este egală cu distanța dintre dreapta adiacentă, axa suprafeței adiacente de rotație, planul adiacent sau, respectiv, planul de simetrie și poziția nominală a acestora, măsurată în limitele

Tabelul 1.4

Simboluri pentru toleranțele de poziție (după STAS 7385-66)

Denumirea toleranței	Simbolul literal	Simbolul grafic
Toleranța la paralelism	*TPl*	//
Toleranța la perpendicularitate	*TPd*	⊥
Toleranța la înclinare	*TPi*	∠
Toleranța la coaxialitate și la concentricitate	*TPc*	◎
Toleranța bătăii radiale și a bătăii frontale	*TBr* *TBf*	↗
Toleranța la simetrie	*TPs*	≡
Toleranța la intersectare	*TPx*	⊗
Toleranța la poziția nominală	*TPp*	⌖

lungimii de referință. Poziția nominală se determină față de una sau mai multe baze de referință sau față de alte elemente (drepte, axe, suprafețe).

Toleranța la poziția nominală (*TPp*) este egală cu dublul valorii maxime admise a abaterii de la poziția nominală.

Toleranțele de poziție sînt date pentru 12 clase de precizie, notate cu cifre romane de la I la XII (în ordinea descrescîndă a preciziei sau în ordinea crescîndă a valorilor toleranțelor).

Pe desenele de execuție ale pieselor, datele cu privire la toleranțele de poziție se înscriu într-un cadru dreptunghiular, împărțit în două sau trei căsuțe. În prima căsuță din stînga se trece simbolul grafic al toleranței de poziție, în a doua căsuță se trece valoarea toleranței, iar în căsuța a treia (eventual) — litera de identificare a bazei de referință. Cadrul cu toleranța de poziție se leagă de suprafața la care se referă printr-o linie terminată cu săgeata. Dacă este posibil, cadrul se leagă printr-o linie și de baza de referință, aceasta nemaiavînd literă de identificare.

În tabelul 1.4 sînt date simbolurile stabilite pentru toleranțele de poziție iar în figura 1.36 sînt prezentate cîteva exemple de modul cum se prescriu aceste toleranțe pe desenele de execuție.

1.5. RUGOZITATEA SUPRAFEȚELOR

Rugozitatea suprafețelor este definită ca ansamblul neregularităților ce formează relieful suprafețelor reale și al căror pas este relativ mic în raport cu adîncimea lor. Neregularitățile, care pot fi : striații, rizuri, smulgeri de particule de material, urme de sculă, goluri, pori etc., apar la prelucrarea (mai ales, prin așchiere) a pieselor și se datoresc mișcării oscilatorii a vîrfului sculei, frecării dintre tăișul sculei și suprafața piesei, vibrațiilor de înaltă frecvență ale sculei sau mașinii-unelte etc. Forma și dimensiunile neregularităților depind de procedeul de prelucrare aplicat, de geometria sculei așchietoare, de regimurile de așchiere (în special de avans), de modul de formare a așchiei, de caracteristicile materialului prelucrat și de alți factori.

Conform STAS 5730/1-1975, rugozitatea suprafețelor este considerată abatere geometrică de ordinul 3 și 4 (abateri geometrice de ordinul 1 și 2 sînt considerate abaterea de formă și respectiv, ondulația suprafețelor).

Existența neregularităților pe suprafețele pieselor prezintă, în condiții funcționale mai severe, o serie de dezavantaje : micșorează suprafața efectivă de contact, uzura lor înrăutățește condițiile de frecare și de funcționare a pieselor, adînciturile lor constituie concentratori de tensiuni care duc la scăderea rezistenței la eforturi alternante a materialului piesei, scade etanșeitatea dinamică sau statică, prin tocirea asperităților se modifică (uneori substanțial) dimensiunile efective ale pieselor etc. Pe de altă parte, în absența neregularităților menținerea peliculei de ulei pe suprafețele de contact, la o ungere normală, este aproape imposibilă.

Practic, suprafețele de contact (mai ales în mișcare sau în cazurile unor asamblări de precizie ridicată) trebuie să aibă o anumită rugozitate, care se stabilește corespunzător condițiilor de funcționare : viteza de mișcare, mărimea suprafeței de contact, mărimea și caracterul solicitărilor, precizia dimensională și precizia formei geometrice ș.a.

Scanned with OKEN Scanner

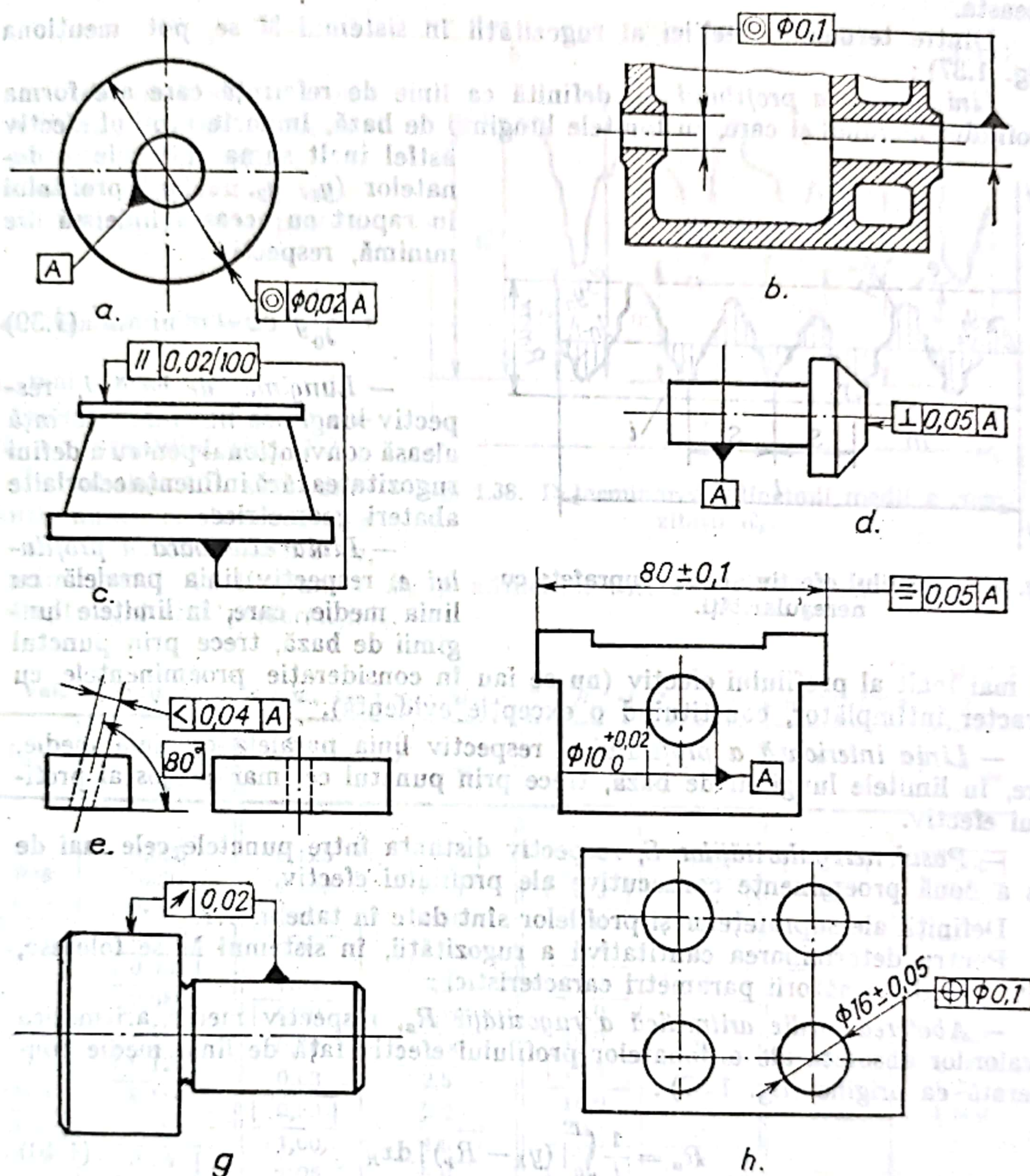


Fig. 1.36. Exemple de înscriere pe desen a toleranţelor de poziţie :

a — la concentricitatea suprafeţei exterioare faţă de cea interioară (este un cerc concentric cu ∅0,02 mm); *b* — la coaxialitate a alezajului din stînga (este un cerc cu ∅0,1 mm concentric faţă de alezajul din dreapta) ; *c* — la paralelism a suprafeţei superioare faţă de suprafaţa inferioară (este de 0,02 mm pe o lungime de 100 mm) ; *d* — la perpendicularitate a suprafeţei frontale faţă de axa piesei; *e* — la unghiul de înclinare a axei găurii (este de 0,04 mm pe toată lungimea găurii); *f* — la simetrie (este de 0,05 mm dispusă simetric faţă de axa găurii *A*); *g* — bătaia radială maximă admisă (0,02 mm pe toată lungimea suprafeţei date) ; *h* — la poziţia axelor găurilor (este un cilindru cu ∅0,1 mm, coaxial cu poziţia nominală).

La baza studierii rugozităţii, a stabilirii şi calculului criteriilor de rugozitate stă, în principal, *sistemul liniei medii* (*sistemul M*), în care, ca linie de referinţă, este aleasă linia medie a profilului sau o linie echidistantă cu aceasta.

Dintre termenii specifici ai rugozităţii în sistemul M se pot menţiona (fig. 1.37):

Linia medie a profilului m, definită ca linie de referinţă care are forma profilului nominal şi care, în limitele lungimii de bază, împarte profilul efectiv astfel încît suma pătratelor ordonatelor (y_1, y_2, ..., y_n) profilului în raport cu această linie să fie minimă, respectiv:

$$\int_0^l y^2 \, dx = \text{minim.} \qquad (1.39)$$

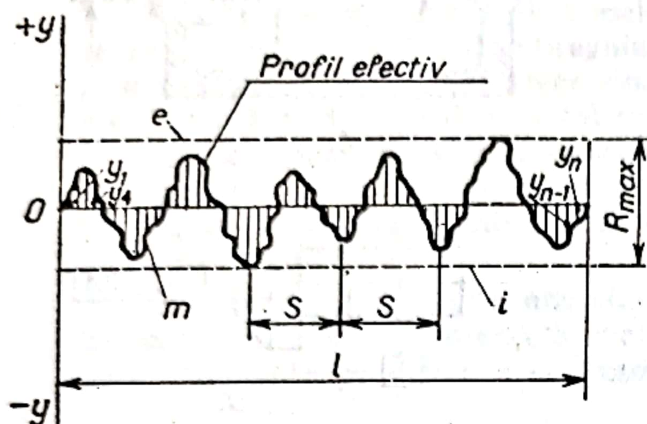


Fig. 1.37. Profilul efectiv al unei suprafeţe cu neregularităţi.

— *Lungimea de bază l*, respectiv lungimea liniei de referinţă aleasă convenţional pentru a defini rugozitatea fără influenţa celorlalte abateri geometrice.

— *Linia exterioară a profilului e*, respectiv linia paralelă cu linia medie, care, în limitele lungimii de bază, trece prin punctul cel mai înalt al profilului efectiv (nu se iau în consideraţie proeminenţele cu caracter întîmplător, constituind o excepţie evidentă).

— *Linia interioară a profilului i*, respectiv linia paralelă cu linia medie, care, în limitele lungimii de bază, trece prin punctul cel mai de jos al profilului efectiv.

— *Pasul neregularităţilor S*, respectiv distanţa între punctele cele mai de sus a două proeminenţe consecutive ale profilului efectiv.

Definiţii ale suprafeţelor şi profilelor sînt date în tabelul 1.1.

Pentru determinarea cantitativă a rugozităţii, în sistemul M se folosesc, în principal, următorii parametri caracteristici:

— *Abaterea medie aritmetică a rugozităţii R_a*, respectiv media aritmetică a valorilor absolute ale ordonatelor profilului efectiv faţă de linia medie considerată ca origine (fig. 1.37):

$$R_a = \frac{1}{l}\int_0^l |(y_R - R_p)| \, dx_R \qquad (1.40)$$

sau aproximativ

$$R_a = \frac{\sum_{i=1}^{n} |y_i|}{n}, \qquad (1.41)$$

în care $R_p = \frac{1}{l}\int_0^l (y_R) \, dx_R$ — adîncimea de nivelare a rugozităţii.

— *Adîncimea medie în 10 puncte a rugozităţii R_z*, respectiv diferenţa între media aritmetică a ordonatelor celor mai de sus cinci proeminenţe şi a ordo-

Scanned with OKEN Scanner

natelor celor mai de jos cinci goluri ale profilului efectiv, măsurate, în limitele lungimii de bază, de la o dreaptă paralelă cu linia medie şi care nu intersectează profilul (fig. 1.38):

$$R_z = \frac{(R_1 + R_3 + R_5 + R_7 + R_9) - (R_2 + R_4 + R_6 + R_8 + R_{10})}{5}. \quad (1.42)$$

— *Adîncimea totală a rugozității* R_{max}, respectiv distanța, pe axa ordonatelor, între punctul cel mai înalt şi punctul cel mai de jos ale profilului:

$$R_{max} = (y_R)_{max} - (y_R)_{min}, \quad (1.43)$$

sau, mai simplu, distanța dintre liniile exterioară şi interioară ale profilului (fig. 1.37).

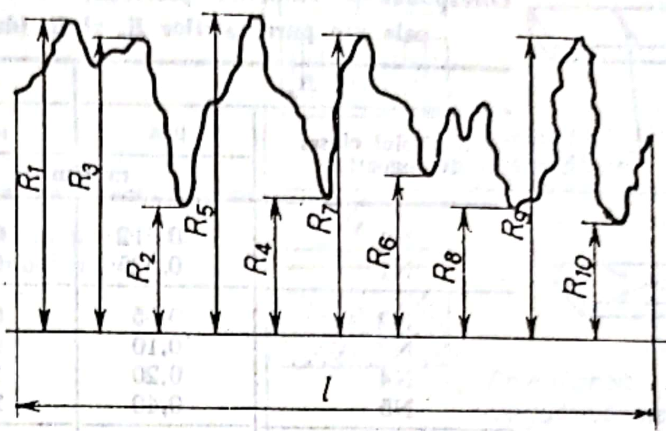


Fig. 1.38. Determinarea adîncimii medii a rugozității R_z.

În tabelul 1.5 sînt date valorile numerice standardizate ale abaterii medii aritmetice, adîncimii medii în 10 puncte R_z şi adîncimii totale R_{max}. Valorile încadrate în dreptunghi sînt preferențiale.

Tabelul 1.5

Valorile numerice, în μm, ale parametrilor R_a, R_z, şi R_{max} (după STAS 5730/2-75)

R_a	R_z, R_{max}	R_a	R_z, R_{max}	R_a	R_z, R_{max}	R_a	R_z, R_{max}
	0,025	0,125	**0,50**	2,5	10,0	**50**	**200**
0,008	0,032	0,160	0,63	**3,2**	**12,5**	63	250
0,010	0,040	**0,20**	0,80	4,0	16	80	320
0,012	0,050	0,25	**1,00**	5,0	20	**100**	**400**
0,016	**0,063**	0,32	1,25	**6,3**	**25**	125	500
0,020	0,080	**0,40**	1,60	8,0	32	160	630
0,025	0,100	0,50	**2,00**	10,0	40	200	800
0,032	**0,125**	0,63	2,5	**12,5**	**50**	250	1 000
0,040	0,160	**0,80**	3,2	16,0	63	320	1 250
0,050	0,20	1,00	**4,0**	20	80	400	1 600
0,063	**0,25**	1,25	5,0	**25**	**100**		
0,080	0,32	**1,60**	6,3	32	125		
0.100	0,40	2,0	**8,0**	40	160		

În tabelul 1.6 este dat şirul valorilor numerice pentru lungimea de bază l.

Tabelul 1.6

Valorile numerice, în mm, ale lungimii de bază l

0,08	**0,25**	**0,80**	**2,5**	**8**	25

Valorile preferenţiale ale parametrului R_a pot fi reprezentate şi prin aşa-numitele simboluri ale claselor de rugozitate. În tabelul 1.7 este dată corespondenţa între valorile preferenţiale ale lungimii de bază l cu cele ale parametrilor R_a şi respectiv, R_z (indicîndu-se şi simbolul clasei de rugozitate pentru R_a).

Tabelul 1.7

Corespondenţa valorilor preferenţiale ale lungimii de bază *l* cu cele ale parametrilor R_a şi R_z (după STAS 5730/2-75

R_a		R_z	l
Simbolul clasei de rugozitate	µm maximum	µm maximum	mm
N0 N1	0,012 0,025	0,063 0,125	0,08
N2 N3 N4 N5	0,05 0,10 0,20 0,40	0,25 0,5 1,0 2,0	0,25
N6 N7 N8	0,80 1,60 3,2	4,0 8,0 12,5	0,8
N9 N10	6,3 12,5	25 50	2,5
N11 N12 N13	25 50 100	100 200 400	8

La determinarea parametrilor de rugozitate se au în vedere orientarea neregularităţilor (imaginea dată de direcţia predominantă a neregularităţilor care, în general, este determinată de procedeul utilizat pentru prelucrarea suprafeţei) şi direcţia de măsurare care dă valoarea maximă a parametrului respectiv. Prin urmare, atunci cînd condiţiile tehnice prescrise în desenul piesei finite nu precizează o anumită direcţie, direcţia de măsurare se alege astfel încît parametrii R_a şi R_z să aibă valori maxime.

În tabelul 1.8 sînt date simbolurile pentru reprezentarea pe desen a orientării neregularităţilor (după STAS 612-75).

Tabelul 1.8

Simbolurile pentru reprezentarea pe desen a orientării neregularităţilor (după STAS 612-75)

Simbol	Orientarea neregularităţilor	Exemple
=	Paralelă cu planul de proiecţie a suprafeţei simbolizate	Orientarea neregularităţilor

Scanned with OKEN Scanner

Simbol	Orientarea neregularităţilor	Exemple
⊥	Perpendiculară pe planul de proiecţie a suprafeţei simbolizate	Orientarea neregularităţilor
X	Încrucişată, înclinată faţă de planul de proiecţie a suprafeţei simbolizate	Orientarea neregularităţilor
M	În mai multe direcţii oarecare	
C	Aproximativ circulară şi concentrică faţă de centrul suprafeţei simbolizate	
R	Aproximativ radială faţă de centrul suprafeţei simbolizate	

Înscrierea rugozităţii pe desenele de execuţie se face conform STAS 612-75. În acest sens se utilizează simbolul de bază, prezentat în figura 1.39, *a* sau simbolurile derivate prezentate în figura 1.39, *b* (semnifică obligativitatea obţinerii suprafeţei respective printr-o operaţie finală de prelucrare cu îndepărtare de material) şi 1.39, *c* (semnifică menţinerea suprafeţei respective în starea obţinută prin stadiul precedent de fabricaţie). Înălţimea *h* se ia egală cu înălţimea dimensiunii nominale înscrise pe desen. Valoarea parametrului de rugozitate, exprimată în μm, se înscrie în semn, şi ea reprezintă valoarea maximă admisă pentru suprafaţa respectivă. În cazul în care parametrul de rugozitate este R_a, acesta se indică, de preferinţă prin valoarea sa numerică (fig. 1.39, *d*) fără a fi precedat de vreun simbol, sau prin simbolul clasei de rugozitate corespunzătoare (fig. 1.39, *e*), pe un desen utilizîndu-se numai unul din cele două moduri de notare menţionate. Valoarea numerică a oricărui alt parametru de rugozitate trebuie să fie precedată de simbolul parametrului respectiv

(fig. 1.39, *f*). Dacă este necesară indicarea valorilor limită admisibile ale parametrului de rugozitate, prescrierea se face ca în figura 1.39, *g*. Cînd lungimea de bază *l* este diferită de cea prescrisă în STAS 5730/2-75 (vezi tab. 1.7), valoarea ei se înscrie sub braţul cu care simbolul de bază al rugozităţii se prelungeşte spre dreapta (fig. 1.39, *h*), iar datele suplimentare privind tehnologia de prelucrare a suprafeţei se scriu pe braţul simbolului de bază (fig. 1.39, *i*). În cazu-

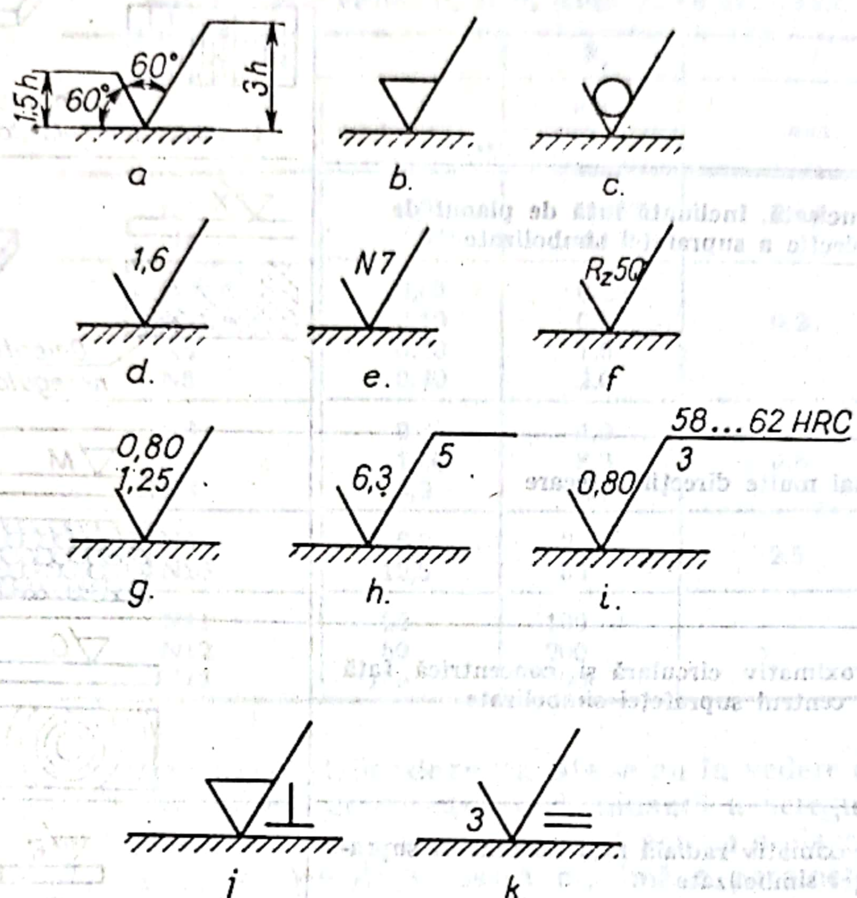


Fig. 1.39. Înscrierea rugozităţii suprafeţelor pe desenele de execuţie.

rile cînd este absolut necesar, simbolul orientării neregularităţilor se trece în partea din dreapta jos a simbolului de bază (fig. 1.39, *j*), iar valoarea, în mm, a adaosului de prelucrare — în stînga jos (fig. 1.39, *k*).

1.6. ONDULAŢIA SUPRAFEŢELOR

Prin ondulaţia suprafeţelor se înţelege ansamblul neregularităţilor periodice al căror pas este de cîteva ori mai mare decît adîncimea lor. Ondulaţia este considerată abatere geometrică de ordinul 2.

Principalul parametru de apreciere a ondulaţiei este adîncimea medie W_z în cinci puncte, care este egală cu media aritmetică a cinci înălţimi maxime ale ondulaţiei, determinate în limitele a cinci lungimi de bază egale (fig. 1.40):

$$W_z = \frac{W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5}{5}. \tag{1.44}$$

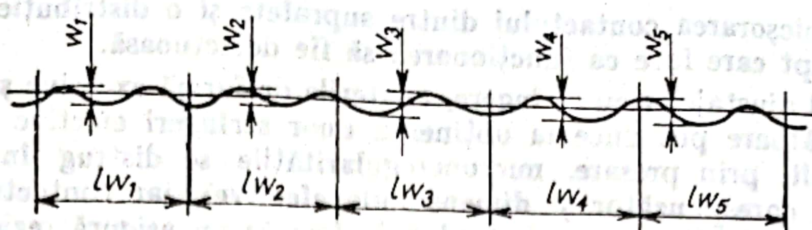


Fig. 1.40. Ondulația suprafețelor.

În tabelul 1.9 sînt date valorile recomandate pentru adîncimea medie în cinci puncte a ondulației W_z.

Ondulația unei suprafețe se prescrie numai atunci cînd acest lucru este absolut necesar din punct de vedere funcțional și, prin procedeul de prelucrare aplicat, este posibilă generarea ondulației.

Tabelul 1.9

Valorile, în μm, recomandate pentru adîncimea medie a ondulației Wz (după STAS 5730/2-75)

0,1	0,2	0,4	0,8	1,6	3,2	6,3	12,5	25	50	100	200

Cauzele apariției ondulației pot fi: abaterile de formă ale tăișului sculei, vibrațiile de joasă frecvență ale sculei sau ale mașinii-unelte etc.

1.7. INFLUENȚA COMUNĂ A DIFERIȚILOR FACTORI DE PRECIZIE ASUPRA FUNCȚIONĂRII PIESELOR ȘI ORGANELOR DE MAȘINI

Practica exploatării diferitelor tipuri de utilaje și aparate arată că factorii de precizie, analizați mai înainte, au o influență comună asupra funcționării pieselor componente. Această influență comună, cu anumite consecințe funcționale, este, de fapt, rezultanta influențelor individuale ale respectivilor factori. Dar, în fiecare caz particular, ponderea, ca influență, a unui anumit factor de precizie este mai mare, mai mică sau chiar egală cu a celorlalți.

Astfel, într-un număr mare de asamblări, abaterile de formă geometrică și de poziție sînt limitate chiar prin toleranța la dimensiune, ceea ce înseamnă că precizia dimensională, precizia formei geometrice și precizia poziției suprafețelor de asamblare au aproximativ aceeași influență asupra funcționării asamblărilor date. În aceste cazuri, rugozitatea poate fi socotită normală și corespunzătoare dacă raportul rugozitate (R_z) pe toleranța la dimensiune (T_D sau T_d) este de 0,10 ... 0,25 (valori mai mici pentru toleranțe mari și invers).

În cazurile importante, la piesele cu suprafețe de contact în mișcare (de exemplu, în lagărele de fricțiune), abaterile de formă prea mari (chiar în limitele toleranțelor la diametre) precum și microneregularitățile prea înalte provoacă foarte des uzura neuniformă și rapidă a suprafețelor și depășirea dimensiunilor limită (D_{max} la alezaje și respectiv d_{min} la arbori); în ultimă instanță, jocul efectiv devine mai mare ca jocul maxim admis. Chiar cînd jocul maxim admis nu este depășit, abaterile de formă și rugozitatea necorespunzătoare

Scanned with OKEN Scanner

determină micşorarea contactului dintre suprafeţe şi o distribuţie neuniformă a ungerii, fapt care face ca funcţionarea să fie defectuoasă.

În cazul ajustajelor cu strîngere, abaterile de formă excesive şi rugozitatea necorespunzătoare pot duce la obţinerea unor strîngeri efective mai mici ca S_{min}, întrucît, prin presare, microneregularităţile se distrug în mare parte (se schimbă corespunzător şi dimensiunile efective), iar contactul numai pe anumite porţiuni (din cauza abaterilor de formă) nu asigură rezistenţa asamblării.

Reiese, din cele expuse, că la ajustajele cu joc, intermediare sau cu strîngere, cu rol funcţional important, abaterile de formă trebuie să fie prescrise special pe desenele de execuţie, iar rugozitatea suprafeţei $R_z \leqslant 0{,}20\ T_D$, respectiv $R_z \leqslant 0{,}20\ T_d$.

Abaterile de poziţie prea mari ale unor suprafeţe de bază (de exemplu, necoaxialitatea, neparalelismul, neperpendicularitatea sau neintersectarea axelor lagărelor) determină, în mod automat, poziţia incorectă a arborilor şi roţilor dinţate în ansamblurile de tipul cutiilor de viteze, ceea ce, în continuare, are drept consecinţă uzura foarte rapidă şi ieşirea din funcţiune a pieselor respective (chiar şi în situaţiile cînd ceilalţi factori de precizie au valori optime).

În concluzie, se poate spune că, la proiectarea şi realizarea oricărei asamblări, proiectantul şi tehnologul trebuie să ţină seama de toţi factorii de precizie, fără excepţie, astfel ca asamblarea să se găsească de la început în condiţii bune de funcţionare, să coste cît mai ieftin şi să aibă o durată de servici cît mai mare.

2

INTERSCHIMBABILITATEA ÎN CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

2.1. CONSIDERAŢII GENERALE

Prin *interschimbabilitate* se înţelege proprietatea pe care o au anumite piese finite, subansambluri sau ansambluri de acelaşi fel de a putea fi montate în ansamblul ori maşina respectivă sau de a se putea înlocui reciproc fără selecţionare prealabilă şi fără lucrări suplimentare de ajustare (prelucrare la montaj). Funcţionarea maşinii sau, în general, a utilajului, în care se folosesc elemente interschimbabile, trebuie să corespundă, şi după înlocuirea acestora, condiţiilor tehnice prescrise.

În majoritatea cazurilor, interschimbabilitatea se referă la toate categoriile de parametri (geometrici, de compoziţie chimică, fizico-mecanici, de structură etc.), care determină integral calitatea pieselor şi a produselor finite. Legat, însă, de realizările tehnico-ştiinţifice în producţie şi, mai ales, de tendinţa de înlocuire a materialelor scumpe şi deficitare cu altele mai ieftine, dar cu aceleaşi caracteristici, interschimbabilitatea se poate realiza chiar şi pe baza numai a cîtorva categorii de parametri (de exemplu, înlocuirea unor roţi dinţate din oţel cu roţi dinţate din materiale plastice polistirenice, poliamidice sau stratificate, avînd aceeaşi parametri geometrici şi de rezistenţă). Ca urmare, piesele finite, subansamblurile şi ansamblurile interschimbabile pot fi înlocuite cu piese, subansambluri sau ansambluri executate după acelaşi desen de execuţie respectiv proiect de execuţie şi cu acelaşi rol funcţional.

Ca necesitate, interschimbabilitatea a apărut odată cu producţia de serie şi, apoi, de masă a produselor şi cu exploatarea simultană a unui număr mare sau foarte mare de maşini şi utilaje de acelaşi tip. În prezent, pentru producţia şi exploatarea unei varietăţi impresionante de mijloace de producţie şi bunuri de consum (cu caracter tehnic, nealimentar), interschimbabilitatea constituie o condiţie obligatorie din punctul de vedere al productivităţii, calităţii, preţului de cost şi duratei de funcţionare. La rîndul ei, interschimbabilitatea impune o foarte bună organizare a muncii şi o disciplină severă atît în ce priveşte respectarea integrală a tehnologiei de fabricaţie, cît şi în ce priveşte condiţiile de exploatare şi de întreţinere a utilajelor.

2.2. INTERSCHIMBABILIATEA ÎN PRODUCŢIE

Interschimbabilitatea în producţie presupune prelucrarea pieselor, în diferite faze ale procesului tehnologic, după desene de execuţie complete, astfel că asamblarea produselor finite se simplifică foarte mult (nu se execută lucrări suplimentare de ajustare), devine un proces stabil cu rezultate sigure, foarte productiv şi economic. Acest lucru se realizează cu însemnate cheltuieli pregătitoare şi de producţie, dar, în ultimă instanţă, totul este compensat de productivitatea şi eficienţa economică înaltă.

Asigurarea interschimbabilităţii în producţie este posibilă numai prin executarea pieselor şi a suprafeţelor de asamblare în strictă conformitate cu prescripţiile tehnice referitoare la felul şi proprietăţile materialului, la precizia dimensională, la precizia de formă şi de poziţie şi la rugozitate. Cu alte cuvinte, în procesul de producţie se creează produsul concret cu anumite caracteristici metrologice şi de altă natură, respectiv cu o anumită calitate care să corespundă rolului funcţional stabilit. Dar, caracteristicile metrologice (şi de altă natură) sînt impuse de proiectant. De multe ori, aceste caracteristici tehnice prevăd jocuri, strîngeri, abateri de formă etc. în limite foarte strînse, ceea ce înseamnă toleranţe mici sau chiar foarte mici la parametrii respectivi. Ca urmare, în producţie apar serioase dificultăţi de ordin tehnologic, întrucît micşorarea exagerată a toleranţelor duce la creşterea excesivă a greutăţilor de realizare şi a preţului de cost. Rezultă că soluţia constructivă a oricărui produs trebuie să corespundă necesităţilor de funcţionare şi exploatare, dar, în acelaşi timp, să fie cît mai uşor realizabilă (cît mai tehnologică) şi la un preţ de cost cît mai scăzut. Totodată, erorile de indicaţie ale metodelor şi mijloacelor de măsurare şi control utilizate trebuie să fie minime în condiţiile date, deoarece, în caz contrar, se pot rebuta piese bune sau se pot admite piese necorespunzătoare. Reiese, din cele expuse, că interschimbabilitatea se bazează pe o legătură cît se poate de strînsă între proiectarea, tehnologia de fabricaţie şi controlul oricărui produs în construcţia de maşini. De reţinut că interschimbabilitatea se obţine şi se respectă cu atît mai uşor, cu cît piesele şi produsele finite au o formă mai simplă, un număr mai mic de dimensiuni şi condiţii de precizie mai uşoare.

Eficienţa economică şi interschimbabilitatea sînt probleme organic legate între ele şi amîndouă au o importanţă hotărîtoare în producţia de serie mare şi de masă. Din contra, în producţia de unicate şi de serie mică, condiţiile tehnice prescrise (chiar cele mai severe) se respectă destul de uşor prin executarea unor lucrări de ajustare sau de potrivire la asamblare şi prin efectuarea unui număr mare de măsurări, cu toate că acestea scumpesc simţitor produsul.

2.3. INTERSCHIMBABILITATEA ÎN EXPLOATARE

Interschimbabilitatea în exploatare este obligatorie în cazurile cînd zeci sau sute de mii de maşini şi utilaje de acelaşi tip (autocamioane, autoturisme, tractoare, maşini-unelte etc.) lucrează simultan în diferite ramuri ale economiei naţionale sau ale vieţii sociale. Durata de servici a organelor mai importante din punct de vedere funcţional şi cu solicitările cele mai mari fiind mai mică sau foarte mică în comparaţie cu a celorlalte organe componente, prin forţa

lucrurilor un număr însemnat din aceste mașini și utilaje se defectează și sînt scoase din procesul de producție sau de exploatare. Înlăturarea operativă a defecțiunilor și reintrarea respectivelor mașini și utilaje în lucru (în procesul de producție sau în exploatare, în general) nu ar fi posibilă fără interschimbabilitate. În exploatare, interschimbabilitatea înseamnă, pe scurt, următoarele : la tipurile de mașini și utilaje considerate, întreprinderile producătoare livrează, odată cu produsul, și un număr de piese de schimb dintre cele mai solicitate funcțional sau pune la dispoziția beneficiarilor aceste piese de schimb prin rețeaua comercială ; în aceste condiții, înlăturarea defecțiunilor se reduce, de cele mai multe ori, la înlocuirea pieselor defecte cu piese de schimb de același fel. Evident, procesul de înlocuire este mai simplu sau mai complicat, în funcție de complexitatea produsului, natura defecțiunii etc. și, din aceleași motive, el poate avea loc fie direct la locul de lucru, fie în ateliere sau secții specializate.

Necesitatea reducerii la minimum a pierderilor cauzate de inactivitatea utilajelor defecte și a prețului de cost al reparațiilor impune organizarea unor servicii de întreținere și reparații bine puse la punct. În întreprinderile industriale există un serviciu și o secție specială de întreținere a fondurilor fixe ; pentru mijloacele de transport se organizează o rețea cu numeroase puncte și ateliere de reparații bine dotate în acest sens etc. Interschimbabilitatea, respectiv existența pieselor de schimb (unde este posibil și rațional) are, în aceste cazuri, o eficiență tehnico-economică apreciabilă. De menționat că, în întreprinderile industriale, întreținerea și repararea utilajelor trebuie să aibă un caracter preventiv (înainte de apariția defecțiunilor propriu-zise) și să fie planificate, pentru a nu afecta cît de cît producția în atelierele și secțiile de bază.

În funcție de o serie întreagă de condiții, interschimbabilitatea poate fi *completă* sau *limitată*. În primul caz, piesele sau produsele de același fel sînt interschimbabile indiferent de data și locul fabricației, de data și locul utilizării, de condițiile climatice sau de sol etc.

Interschimbabilitatea completă se întîlnește foarte rar și, de obicei, numai la unele organe de mașini standardizate sau normalizate pe plan internațional (șuruburi și piulițe, șaibe, diferite piese de armături, rulmenți etc.).

Interschimbabilitatea limitată se întîlnește, în prezent, la aproape toate produsele executate în serie mare sau în masă, fiind condiționată de locul și data fabricației, de perfecționările sau îmbunătățirile continui aduse produselor, de condițiile de exploatare și de alți factori.

În concluzie, interschimbabilitatea este o condiție absolut necesară și obligatorie în producția de serie și de masă, se realizează printr-o tehnologie bine pusă la punct și stabilă, asigură o înaltă eficiență economică atît în producție, cît și în exploatare și determină legături de dependență între proiectarea, tehnologia de fabricație și controlul produselor.

Scanned with OKEN Scanner

3

NOŢIUNI DE BAZĂ ÎN LEGĂTURĂ CU MĂSURĂRILE TEHNICE

3.1. MĂSURARE, CONTROL VERIFICARE. IMPORTANŢA CONTROLULUI TEHNIC ÎN PRODUCŢIE

Măsurarea este procesul sau operaţia experimentală prin care cu ajutorul unui mijloc de măsurare (măsură, instrument, aparat etc.) şi în anumite condiţii, se determină valoarea unei mărimi date, în raport cu o unitate de măsură dată sau în raport cu o mărime luată ca unitate de măsură. De asemenea, măsurarea poate fi definită şi ca un proces de cunoaştere, comparativ, între mărimea dată şi unitatea de măsură sau unul din multiplii ori submultiplii săi. Astfel, de exemplu, prin măsurare se determină diametrul unei piese cilindrice sau lungimea unei piese oarecare. De cele mai multe ori, măsurarea propriu-zisă are mai mult un caracter cantitativ şi se termină odată cu aflarea valorii dimensiunii date.

Controlul, în schimb, include şi ideea de calitate, deoarece cuprinde atît operaţia de măsurare, cît şi procesul de comparare a valorii măsurate cu o valoare de referinţă. De aceea, prin control se stabileşte, în ultimă instanţă, dacă valoarea mărimii respective corespunde condiţiilor iniţiale impuse.

Mai apropiată de noţiunea de control este noţiunea de *verificare*, al cărei scop final este tot de a se stabili dacă valoarea determinată corespunde valorii sau valorilor impuse.

De menţionat că, de obicei, în practica de producţie, noţiunile de măsurare, control, verificare nu sînt bine delimitate, ele folosindu-se, aproximativ, în mod egal.

Certificarea, efectuată, în general, numai pentru mijloacele de măsurare, este o măsurare care se execută cu o atenţie deosebită şi prin care valoarea efectivă sau abaterea efectivă se determină cu o precizie ridicată ; rezultatele măsurării se înregistrează într-un certificat, care însoţeşte mijlocul de măsurare şi sînt utilizate atunci cînd se urmăreşte mărirea preciziei măsurărilor executate cu ajutorul mijloacelor de măsurare respective.

Scanned with OKEN Scanner

În condițiile actuale de pregătire și desfășurare a proceselor de producție, măsurările au o importanță hotărîtoare, deoarece numai prin măsurare pot fi cunoscute valorile parametrilor caracteristici ai produselor, stabilindu-se, în acest fel, calitatea acestora.

Măsurarea, controlul, verificarea și alegerea mijloacelor de măsurare corespunzătoare constituie, în prezent, o problemă de optimizare tehnico-economică, la rezolvarea căreia trebuie să participe serviciile uzinale de proiectare, tehnologie și metrologie.

3.2. UNITĂȚI DE MĂSURĂ ȘI MIJLOACE DE MĂSURARE

În sens larg, prin unitate de măsură se înțelege :

— mărimea, de aceeași speță cu mărimea de măsurat, care este aleasă în mod abitrar ca termen de comparație ;

— cantitatea adoptată ca măsură unitară și în funcție de care se exprimă valoarea mărimilor de aceeași natură ;

— mărimea care servește ca măsură de bază pentru toate mărimile de același fel.

Pentru stabilirea unității de măsură se impune stabilirea condițiilor următoare :

— să fie bine definită, pentru a fi ușor și univoc înțeleasă ;

— să poată fi ușor reprodusă fizic și să poată fi ușor păstrată ;

— să poată fi ușor și cu o anumită precizie comparabilă cu mărimea de măsurat.

Rezultatul oricărei măsurări este valoarea efectivă E care, în raport cu unitatea de măsură corespunzătoare, arată de cîte ori ea este mai mare (sau mai mică) decît unitatea de măsură U, conform relației :

$$E = K \cdot U, \tag{3.1}$$

unde K este un număr întreg sau zecimal.

În domeniul mecanicii (al mecanismelor și organelor de mașini), precum și la subansamblurile sau ansamblurile diferitelor mașini și utilaje, măsurarea elementelor geometrice înseamnă, de fapt, măsurări de lungimi și de unghiuri.

Deoarece în R.S. România este adoptat Sistemul Internațional (SI) de unități de măsură, în cele ce urmează mărimile geometrice (lungimi, arii, volume, unghiuri plane, unghiuri solide etc.) se definesc corespunzător acestui sistem.

Unitatea de măsură pentru lungimi este *metrul*, care se definește ca fiind lungimea egală cu 1 650 763,73 lungimi de undă, în vid, ale radiației care corespunde tranziției atomului de kripton 86 între nivelele sale 2 p_{10} și 5 d_5.

De cele mai multe ori, însă, în tehnică se folosesc ca unități de măsură submultiplii metrului : milimetrul (mm) egal cu 0,001 m (pentru valori absolute ale dimensiunilor) și micrometrul (μm) egal cu $1 \cdot 10^{-6}$ m (de obicei, pentru abateri și toleranțe).

Unitatea de măsură pentru unghiuri este gradul sexagesimal (...°) cu submultiplii săi : minutul (...′) și secunda (...″). Un grad sexagesimal = 60 min = = 3 600 s, sau $1° = 60' = 3\,600''$. Ca unitate de măsură suplimentară pentru unghiuri poate fi folosit radianul, definit în (SI) ca „Unghiul plan cu vîrful în

centrul unui cerc, care delimitează pe circumferinţă un arc de lungime egală cu raza cercului". Un radian este egal cu 57°17′44″ sexagesimale.

Pentru măsurarea unghiurilor plane se mai foloseşte şi gradul centesimal (...^{g}) sau gradul nou (unghiul obţinut prin împărţirea unghiului drept în 100 de unghiuri egale) cu submultiplii săi minutul centesimal (...^{c}) şi secunda centesimală (...^{cc}). Un grad centesimal = 100^c = 10 000^{cc}.

Mijloacele de măsurare (respectiv mijloacele cu ajutorul cărora se determină cantitativ mărimile de măsurat) se clasifică, de obicei, după precizie, după complexitate sau după destinaţie. Cea mai frecventă şi generală clasificare este următoarea:

— *măsuri*, care sînt corpuri, substanţe etc., cu ajutorul cărora se reproduce sau se concretizează unitatea de măsură. Se deosebesc: *măsuri cu valoare constantă*, care reproduc fie unitatea de măsură, fie multiplii sau submultiplii săi, de exemplu: metrul şi riglele fără diviziuni, calele plan-paralele şi calele unghiulare; *măsuri cu valoare variabilă*, care reproduc orice valoare multiplu sau submultiplu al unităţii de măsură între două limite, de exemplu: metrul şi riglele cu diviziuni, metrul-comparator, ruleta, cadranul gradat circular, raportoarele etc.;

— *etaloane*, respectiv *măsuri model* sau *aparate de măsură* model, care reproduc unitatea de măsură cu cea mai înaltă precizie metrologică. Etaloanele servesc la materializarea, păstrarea şi transmiterea unităţii de măsură. Se deosebesc: *etaloane naţionale* — etaloane care constituie materializarea unităţilor de măsură şi care formează baza de transmitere a acestora: *etaloane principale* — etaloane care transmit unităţile de măsură la etaloanele de ordin inferior; *etaloane de verificare* — etaloane care transmit unităţile de măsură la mijloacele de măsurare de lucru;

— *calibre*, care sînt instrumente fără diviziuni şi care servesc la limitarea variaţiei (abaterilor) dimensiunilor, formei geometrice şi poziţiei reciproce a suprafeţelor pieselor;

— *mijloace universale de măsurare*, care sînt instrumente şi aparate de măsurare cu scară gradată, cu ajutorul cărora se determină valori efective sau abateri efective ale mărimilor măsurate în anumite limite;

— *mijloace speciale de măsurare*, care sînt instrumente sau aparate pentru măsurarea mărimilor metrologice caracteristice unor suprafeţe sau asamblări specifice, de exemplu: micrometrul pentru filete, micrometrul cu talere pentru roţi dinţate, evolventmetrul etc.;

— *mijloace de măsurare de înaltă productivitate*, care pot fi dispozitive de control, maşini automate de măsurare, instalaţii de sortare, instalaţii pentru controlul statistic etc., cu o productivitate înaltă, destinate măsurării şi controlului în producţia de serie mare sau de masă.

Clasificarea mijloacelor de măsurat lungimi după principiul de funcţionare şi felul elementelor constructive este dată în STAS 4201-75 (vezi şi cap. 5, 8, 9, 10, 11, 12, 14 şi 15).

3.3. METODE DE MĂSURARE

Prin metodă de măsurare se înţelege totalitatea operaţiilor executate pentru măsurarea valorilor unei anumite mărimi cu ajutorul unui anumit mijloc de măsurare (instrument, aparat etc., avînd anumite caracteristici,

de exemplu, de precizie, de productivitate etc.), în anumite condiţii exterioare (temperatura şi umiditatea mediului, existenţa sau lipsa vibraţiilor etc.), în anumite condiţii specifice (de exemplu, poziţia piesei în timpul măsurării, numărul şi poziţia punctelor sau secţiunile în care se execută măsurarea, numărul de măsurări în acelaşi punct) şi cu anumite condiţii de prelucrare şi interpretare a rezultatelor.

Alegerea metodei de măsurare depinde de mai mulţi factori : forma şi greutatea piesei, felul dimensiunii ce se măsoară, precizia impusă la prelucrare, productivitatea care trebuie să fie asigurată prin măsurare (şi care trebuie, în general, să corespundă productivităţii prelucrării), simplitatea sau complexitatea metodei, preţul de cost al mijlocului de măsurare folosit etc. Prin urmare, rezultă că metoda de măsurare optimă din punct de vedere tehnico-economic nu poate fi stabilită la întîmplare, ci, pentru fiecare caz concret, pe baza unei analize premergătoare în funcţie de factorii indicaţi mai sus.

Dacă se ţine seama în mod special de precizia pe care o asigură, metodele de măsurare se pot clasifica în două grupe : *metode de laborator*, care aproape întotdeauna ţin seama de erorile de măsurare şi dau deci o precizie mai mare (de ex. măsurarea repetată a unei dimensiuni, ca valoare efectivă fiind considerată media aritmetică a valorilor individuale) şi *metode tehnice*, aplicate obişnuit în producţie, prin care rezultatul unei singure măsurări este considerat ca valoarea efectivă a dimensiunii sau abaterii măsurate. În cadrul metodelor tehnice nu este necesară determinarea erorii de măsurare, întrucît mijloacele de măsurare folosite au o eroare limită (eroarea de clasă) cunoscută şi suficient de mică pentru scopul practic considerat.

La rîndul lor, metodele de laborator şi mai ales cele tehnice se clasifică aşa cum se arată în tabelul 3.1.

De menţionat că, după această clasificare, orice metodă de măsurare poate fi în acelaşi timp : absolută sau relativă, directă sau indirectă, complexă sau diferenţială, cu contact sau fără contact.

În aplicarea metodelor de măsurare se pot da următoarele indicaţii : metodele relative (comparative) sînt mai productive decît cele absolute, aparatul (comparatorul) fiind reglat o singură dată pentru mai multe măsurări ; metodele directe sînt mai precise, în general, decît cele indirecte, întrucît rezultatele nu sînt afectate de o serie de erori (erorile de măsurare ale mărimii sau ale mărimilor care se măsoară şi erorile de calcul ale mărimii căutate) ; metodele fără contact nu sînt afectate de erorile datorate forţei de măsurare.

3.4. INDICI METROLOGICI PRINCIPALI AI MIJLOACELOR DE MĂSURARE

În general, orice instrument sau aparat de măsurare este constituit din trei părţi principale : sistemul de palpare, mecanismul de amplificare şi dispozitivul indicator.

Sistemul de palpare, care poate avea o formă mai complicată (de exemplu, un ac palpator şi un traductor inductiv ca la aparatele inductive pentru măsurarea rugozităţii sau un palpator prevăzut cu o suprafaţă de măsurare şi tija palpatorului ca la comparatorul cu cadran circular) sau mai simplă (de exemplu, două ciocuri prevăzute cu suprafeţe de măsurare ca la şubler), vine în contact

Tabelul 3.1

Clasificarea metodelor de măsurare

Denumirea metodei	Definiţie	Exemple
Absolută	Se determină valoarea absolută (totală) a mărimii (dimensiunii) măsurate	Măsurarea diametrului cu ajutorul şublerului, al micrometrului sau al microscopului de atelier etc.
Relativă (comparativă)	Se determină abaterea efectivă a mărimii date faţă de valoarea nominală sau (mai corect) faţă de valoarea medie prescrisă a aceleiaşi mărimi	Măsurarea cu ajutorul oricărui aparat comparator (comparatorul cu cadran circular, minimetrul, optimetrul etc.)
Directă	Se determină nemijlocit (prin citire directă pe instrument sau aparat) valoarea absolută sau abaterea mărimii date	Măsurarea lungimilor sau a diametrelor direct cu ajutorul şublerului, micrometrului sau al oricărui comparator
Indirectă	Se măsoară una sau mai multe mărimi care intră într-o relaţie, într-un grafic sau într-o tabelă pentru determinarea valorii absolute sau a abaterii mărimii căutate	Determinarea unghiului de conicitate cu ajutorul riglei sinus; determinarea diametrului mediu la filete prin metoda celor trei sîrme
Complexă	Se determină conturul efectiv al suprafeţelor complexe sau suma erorilor diferitelor elemente (mărimi) caracteristice	Controlul danturii roţilor dinţate cu ajutorul proiectorului sau verificarea filetelor cu ajutorul calibrelor partea trece
Diferenţiată (pe elemente)	Se determină valoarea absolută sau abaterea fiecărei mărimi caracteristice a unei suprafeţe	Măsurarea diametrului mediu, a unghiului de profil şi a pasului la filete
Cu contact	Suprafaţa de măsurare a instrumentului sau a aparatului vine în contact cu suprafaţa piesei care se măsoară	Măsurarea cu ajutorul instrumentelor sau a aparatelor cu palpator
Fără contact	Mijlocul de măsurare nu este prevăzut cu suprafaţă de măsurare sau cu palpator şi deci nu se realizează un contact direct cu mecanismul de amplificare al aparatului	Măsurarea cu ajutorul proiectorului, al microscopului de atelier sau universal etc.

cu suprafaţa piesei în timpul măsurării acesteia. Unele aparate, cum ar fi cele optice sau pneumatice, sînt lipsite de palpator sau de suprafeţe de măsurare, deci măsurarea se execută fără contact.

Mecanismul de amplificare, foarte diferit ca principiu constructiv şi funcţional, are rolul de a mări precizia la determinarea valorilor absolute ale dimesiunilor sau de a amplifica variaţiile (abaterile) efective ale dimensiunilor.

Mecanismul indicator, care arată, sub o formă perceptibilă, rezultatele măsurărilor efectuate, poate fi o scară gradată, o scară gradată şi un ac indicator, un reper, un spot luminos etc. Unele mijloace de măsurare sînt prevăzute cu un mecanism de înregistrare a rezultatelor sub formă de valori individuale sau sub forma unei diagrame.

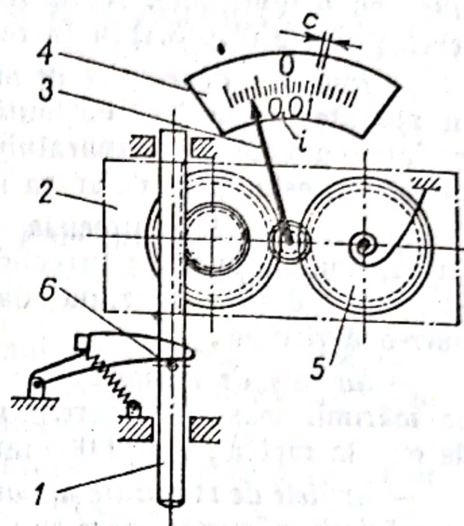


Fig. 3.1. Principalele părţi constructive ale mijloacelor de măsurare:

1 — tija palpatorului; 2 — mecanism de amplificare; 3 — ac indicator; 4 — scară gradată; 5 — mecanism de compensare a jocului lateral între dinţi; 6 — mecanism de limitare a forţei de măsurare; c — diviziunea scării gradate; i — valoarea diviziunii.

Totodată, mijloacele de măsurare (figura 3.1) mai sînt prevăzute cu diferite mecanisme auxiliare: pentru limitarea forţei de măsurare, pentru înlăturarea jocurilor la mişcarea reversibilă etc., iar unele din ele, ca, de exemplu, aparatele comparatoare, se montează în suporturi de diferite tipuri.

Metodele şi mijloacele de măsurare sînt caracterizate printr-o serie de indici metrologici. Principalii indici metrologici sînt:

— *scara gradată*, totalitatea reperelor dispuse de-a lungul unei linii drepte sau curbe, care reprezintă un şir de valori succesive ale mărimii de măsurat;

— *repere*, semne care limitează diviziunile şi care au formă de liniuţe cu diferite lungimi, trasate perpendicular pe linia scărilor gradate.

În funcţie de poziţia reperului cu valoarea 0 (zero), scările gradate sînt de trei feluri: cu zero ca una din limite, de obicei limita inferioară (fig. 3.2, *a*), de exemplu, scara gradată a riglelor, a şublerului etc.; cu zero la mijloc (fig. 3.2, *b*), de exemplu, scara gradată a aparatelor comparatoare, cu ajutorul cărora se măsoară abaterile (pozitive sau negative); cu zero în afara scării (fig. 3.2, *c*), în acest ultim caz considerîndu-se, de fapt, că se trasează şi se foloseşte numai o porţiune din scara gradată (de ex., la micrometrele cu limitele de măsurare 25—50 mm, la termometrele medicale etc.).

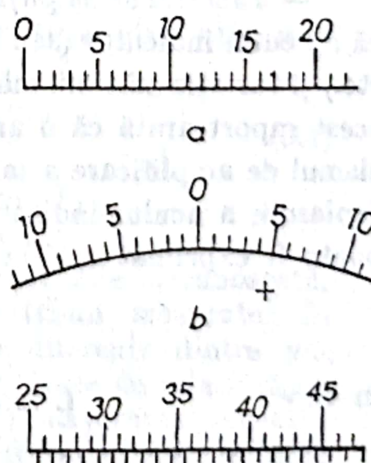


Fig. 3.2. Scări gradate:

a — cu zero ca limită inferioară; *b* — cu zero la mijloc; *c* — cu zero în afara scării.

După formă, scările gradate pot fi: drepte (fig. 3.2, *a*) de ex. la riglă sau la şubler, curbe (fig. 3.2, *b*, de ex., la ortotest) şi circulare (de ex., la comparatorul cu roţi dinţate); unele mijloace de măsurare (măsurile simple, calele etc.) nu au scară gradată.

— *diviziune*, intervalul sau distanţa dintre centrele ori axele a două repere consecutive ale

Scanned with OKEN Scanner

scării gradate. La scările gradate fără mărire optică, distanța optimă între două repere consecutive este de 1...2,5 mm; în relațiile de calcul, diviziunea se notează, de obicei, cu litera „c" (fig. 3.1);

— *valoarea diviziunii*, valoarea mărimii măsurate sau valoarea variației mărimii măsurate corespunzătoare unei diviziuni (sau deplasării acului indicator cu o diviziune). Acest indice se înscrie, la fiecare aparat, pe cadranul scării gradate (fig. 3.1) și în relațiile de calcul se notează cu litera „i";

— *indicația aparatului de măsurare*, valoarea rezultată în urma măsurării cu aparatul respectiv, obținută prin înmulțirea indicațiilor citite pe scara gradată cu constanta aparatului; cînd constanta este egală cu 1, indicația aparatului este egală chiar cu indicația citită pe scara gradată;

— *precizia citirii*, precizia atinsă la citirea indicațiilor pe scara gradată a unui anumit aparat; în condiții de laborator, precizia citirii poate ajunge pînă la 0,1 dintr-o diviziune, dar în producție este suficientă o precizie de 0,5 dintr-o diviziune;

— *limitele de măsurare pe scara aparatului*, valorile maximă și minimă ale mărimii măsurate, corespunzătoare reperelor extreme ale scării gradate (de ex., la metru: 0 și 1 000 mm, la ortotest: ± 100 µm etc.);

— *limitele de măsurare ale aparatului în general*, valorile maximă și minimă ale mărimii măsurate, care se pot determina cu ajutorul aparatului considerat (de ex., limitele de măsurare ale ortotestului în poziția limită inferioară pe coloana suportului și, respectiv, în poziția limită superioară pe coloană);

— *domeniul de măsurare al aparatului*, diferența dintre limita superioară și limita inferioară de măsurare;

— *constanta aparatului*, raportul dintre valoarea mărimii de măsurat și valoarea citirii; la mijloacele de măsurare la care valorile diviziunilor reprezintă direct valorile mărimii măsurate, constanta aparatului este 1; la celelalte aparate, constanta se înscrie pe cadran sub forma, de exemplu, X 10, X 30 etc. ceea ce înseamnă că valoarea citirii trebuie înmulțită cu 10, cu 30 etc.;

— *pragul de sensibilitate*, cea mai mică valoare sau variație a mărimii măsurate capabilă să provoace o variație sesizabilă a indicațiilor aparatului;

— *raportul de amplificare*, raportul dintre deplasarea liniară sau unghiulară a acului indicator (sau a spotului luminos, a scării gradate față de un indice fix etc.) și variația mărimii măsurate care provoacă această deplasare. Cu alte cuvinte, acest raport arată că o anumită variație a mărimii măsurate trece prin mecanismul de amplificare a mijlocului de măsurare și se transformă într-o anumită deplasare a acului indicator. La aparatele cu pîrghie, raportul de amplificare poate fi exprimat astfel:

$$K = \frac{L}{l} = \frac{L_1 \cdot L_2 \ldots L_n}{l_1 \cdot l_2 \ldots l_n} \qquad (3.2)$$

în care: L este lungimea brațului mare al pîrghiei de amplificare;
$L_1, L_2, \ldots L_n$ sînt lungimile brațelor mari ale pîrghiilor, în cazul în care mecanismul de amplificare este format din mai multe pîrghii legate în serie;
l este lungimea brațului mic al pîrghiei;
$l_1, l_2, \ldots l_n$ sînt lungimile brațelor mici ale pîrghiilor respective.

În general, raportul de amplificare poate fi exprimat şi ca raportul dintre diviziunea scării gradate şi valoarea diviziunii pe aceeaşi scară, respectiv :

$$K = \frac{c}{i}. \tag{3.3}$$

De exemplu, dacă la un comparator cu cadran circular (ceas comparator) diviziunea este de 1,5 mm, iar valoarea diviziunii (înscrisă pe cadran) este de 0,01 mm, raportul de amplificare va fi :

$$K = \frac{c}{i} = \frac{1,5}{0,01} = 150 ;$$

— *forţa de măsurare*, forţa cu care suprafaţa de măsurare a aparatului (suprafaţa palpatorului, suprafeţele fălcilor etc.) apasă asupra suprafeţei piesei în timpul măsurării ;

— *capacitatea de suprasarcină*, capacitatea unui mijloc de măsurare de a suporta, fără a suferi defecţiuni, sarcini care depăşesc forţa de măsurare stabilită şi determină depăşirea limitelor de măsurare pe scara gradată ;

— *durabilitatea*, capacitatea unui mijloc de măsurare de a avea o durată de serviciu prestabilită în condiţii de exploatare obişnuite ;

— *fiabilitatea metrologică*, capacitatea mijlocului de măsurare de a funcţiona cu o probabilitate maximă prestabilită, fără depăşirea erorilor tolerate, de-a lungul unui interval de timp dat şi în condiţii de exploatare obişnuite.

3.5. ERORI DE MĂSURARE, CLASIFICARE, CAUZE

Practica a arătat că, datorită imperfecţiunii mijloacelor de măsurare, a imperfecţiunii organelor senzoriale ale celor care efectuează măsurările, precum şi din cauza inconstanţei diferitelor condiţii şi factori ce influenţează măsurarea, valorile mărimilor (dimensiunilor) măsurate nu pot fi determinate cu precizie absolută. Ele *sînt afectate* de aşa-numitele erori de măsurare.

Prin *eroare de măsurare* se înţelege diferenţa dintre rezultatul măsurării unei mărimi date şi valoarea sa adevărată, adică :

$$\Delta x_i = x_i - X \ (i=1,\ 2,\ \ldots,\ n), \tag{3.4}$$

unde : x_i este rezultatul obţinut din măsurarea de ordinul i ;
X — valoarea adevărată a mărimii măsurate.

De obicei, eroarea de măsurare definită în acest fel este necunoscută, deoarece nu se cunoaşte însăşi valoarea adevărată a mărimii măsurate. În consecinţă, practic, prin eroare de măsurare se înţelege diferenţa dintre valoarea obţinută prin măsurarea unei mărimi date şi o valoare de referinţă de precizie superioară a aceleiaşi mărimi. Astfel, dacă prin măsurarea repetată (de exemplu, cu ajutorul micrometrului) a aceleiaşi dimensiuni se obţin valorile individuale notate cu l_1, l_2, ..., l_n, iar ca valoare de referinţă, notată deocamdată cu X, se consideră media aritmetică a celor n valori individuale, erorile de măsurare individuale vor fi :

$$\Delta_1 = l_1 - X,\quad \Delta_2 = l_2 - X,\ \ldots,\ \Delta_n = l_n - X. \tag{3.5}$$

Scanned with OKEN Scanner

● Pentru o anumită metodă de măsurare se ia în considerație eroarea totală de măsurare, care este formată din următoarele componente principale:

— **Eroarea de indicație a mijlocului de măsurare folosit.** Această eroare se datorește abaterilor dimensiunilor și caracteristicilor pieselor componente, comportării variabile în funcționare a pieselor și mecanismelor aparatului și erorii de citire.

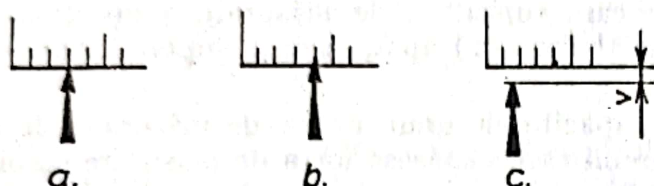


Fig. 3.3. Poziția acului indicator față de reperele scării gradate:

a — vîrful acului indicator ajunge la baza reperelor; *b* — acul indicator se suprapune, în parte, peste repere; *c* — vîrful acului indicator se găsește la distanța *v* de baza reperelor.

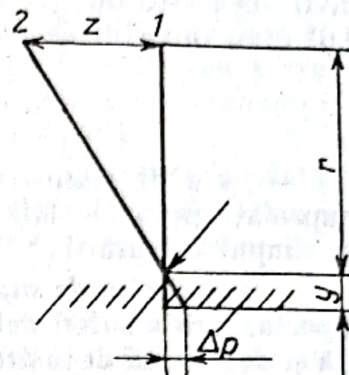


Fig. 3.4. Eroarea de paralaxă:

1 — poziția corectă a ochiului; *2* — poziția greșită a ochiului observatorului.

Eroarea de citire depinde, pe de o parte, de construcția și calitatea mecanismului indicator, iar pe de altă parte, de direcția privirii observatorului în timpul efectuării citirii (eroarea de paralaxă).

În figura 3.3 sînt prezentate trei soluții constructive ale mecanismului indicator în ceea ce privește poziția acului față de reperele scării gradate. Soluția din figura 3.3, *b* este cea mai bună, iar soluția din figura 3.3, *c* dă eroarea cea mai mare. *Eroarea de paralaxă*, prin care se înțelege, de fapt, deplasarea vizuală a acului indicator față de reperele scării gradate, depinde (fig. 3.4) de înălțimea y a acului indicator față de cadranul cu scara gradată, de deplasarea z a ochiului observatorului din poziția optimă de citire și de distanța r de la ochiul observatorului pînă la acul indicator. Ea se calculează cu relația:

$$\Delta p = z \cdot \frac{y}{r}, \tag{3.6}$$

Soluția optimă pentru reducerea la minim a erorii de paralaxă o constituie trasarea scării gradate pe o suprafață oglindă și efectuarea citirii indicațiilor în momentul cînd observatorul constată suprapunerea acului indicator cu imaginea sa din oglindă.

În final, valoarea erorii de indicație a mijlocului de măsurare folosit va depinde de valorile diferitelor erori componente (însumarea erorilor se va trata mai departe).

— **Eroarea procedeului de reglare.** Această eroare se datorește în principal erorilor de execuție ale mijloacelor cu ajutorul cărora se face reglarea. Astfel de mijloace sînt: calele plan-paralele (pentru reglarea aparatelor de tip comparator), șabloanele, piesele-etalon etc.

De regulă, eroarea procedeului de reglare se ia egală cu eroarea limită de execuție sau de certificare a măsurilor cu care se face reglarea.

Scanned with OKEN Scanner

— **Eroarea cauzată de abaterile de temperatură.** Se ia în considerație mai mult la măsurarea dimensiunilor pieselor cu un important rol funcțional și care se execută cu precizie ridicată. Această eroare se calculează cu relația :

$$\Delta l = l\,(\alpha_p \cdot \Delta t_p^\circ - \alpha_m \cdot \Delta t_m^\circ), \tag{3,7}$$

în care : l este valoarea nominală a dimensiunii ce se măsoară ;

α_p — coeficientul de dilatare liniară al piesei măsurate ;

$\Delta t_p^\circ = t_p - 20^\circ$ — abaterea temperaturii piesei în momentul măsurării față de temperatura de măsurare standardizată ;

α_m — coeficientul de dilatare liniară al materialului din care este executat mijlocul de măsurare ;

$\Delta t_m^\circ = t_m - 20^\circ$ — abaterea temperaturii mijlocului de măsurare sau a mediului ambiant față de 20 °C.

În cazul cînd $\Delta t_m^\circ = 0$, relația (3.6) devine :

$$\Delta l = l \cdot \alpha_p \cdot \Delta t_p^\circ.$$

În cazul cînd $\Delta t_p^\circ = \Delta t_m^\circ = \Delta t^\circ \neq 0$, relația (3.6) capătă forma :

$$\Delta l = l \cdot \Delta t^\circ\,(\alpha_p - \alpha_m).$$

Dacă $\alpha_p = \alpha_m = \alpha$:

$$\Delta l = l\alpha\,(\Delta t_p^\circ - \Delta t_m^\circ).$$

Evident că în cazul cînd $\Delta t_p^\circ = \Delta t_m^\circ = 0$,

$$\Delta l = 0.$$

După cum se vede, eroarea cauzată de abaterile de temperatură poate fi pozitivă, negativă sau zero și dacă ea trebuie neapărat și în mod special luată în considerație, la valoarea dimensiunii determinate prin măsurare se adaugă *corecția*, care este egală cu eroarea, dar de semn contrar.

Exemplu. La prelucrarea prin strunjire a unor piese din oțel cu lungimea nominală de 100 de mm, temperatura mediului ambiant este de 19 °C, iar temperatura piesei după prelucrare (și în momentul măsurării) este de 40° C. Întrucît măsurarea se efectuează cu ajutorul micrometrului de exterior și $\alpha_p = \alpha_m = 11{,}5 \cdot 10^{-6}\ ^\circ C^{-1}$, să se calculeze eroarea datorată abaterilor de temperatură la măsurarea lungimii pieselor.

$$\Delta l = l\,(\alpha_p \Delta t_p^\circ - \alpha_m \Delta t_m^\circ) = l \cdot \alpha\,(\Delta t_p^\circ - \Delta t_m^\circ) = 100 \cdot 11{,}5 \cdot 10^{-6}\,[(40-20)-(19-20)] \approx$$

$$\approx 0{,}024\ \text{mm} = 24\ \mu\text{m}.$$

În cazul cînd piesele sînt executate din aluminiu ($\alpha_p = \alpha_{Al} = 24 \cdot 10^{-6}\ ^\circ C^{-1}$), eroarea de măsurare datorată abaterilor de temperatură va fi :

$$\Delta l = l\,(\alpha_p \Delta t_p^\circ - \alpha_m \Delta t_m^\circ) = 100 \cdot 10^{-6}\,[24\,(40-20) - 11{,}5\,(19-20)] = 100 \cdot 10^{-6} \cdot 491{,}5 \approx$$

$$\approx 0{,}049\ \text{mm} = 49\ \mu\text{m}.$$

— **Eroarea datorată influenței forței de măsurare.** Această eroare apare ca urmare a deformațiilor locale la contactul dintre palpatorul aparatului și suprafața piesei care se măsoară. Ea depinde de forța de apăsare a palpatorului și de starea suprafețelor în contact (rugozitate, duritate).

La mijloacele de măsurare cu palpare directă, valoarea forței de măsurare trebuie să fie stabilită în concordanță cu toleranța la dimensiune și cu mate-

Scanned with OKEN Scanner

rialul piesei care se măsoară. Ca urmare, la fiecare aparat de măsură, forţa de măsurare este limitată prin acţiunea unor piese sau organe auxiliare (arcuri etc.).

— **Eroarea datorată influenţei altor factori.** Aceasta ar putea fi provocată, de exemplu, de abaterile de formă, starea suprafeţei şi poziţia piesei controlate, de folosirea unor baze de măsurare nepotrivite etc. Se recomandă ca această eroare să fie eliminată din eroarea totală de măsurare chiar la elaborarea şi punerea la punct a metodei de măsurare.

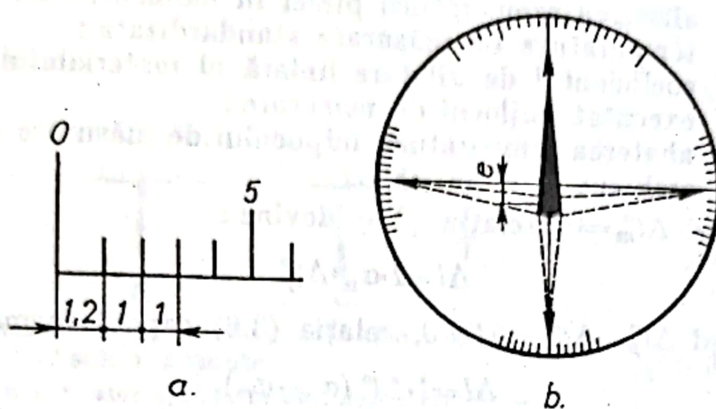


Fig. 3.5. Eroare sistematică :
a — constantă; *b* — variabilă periodic.

● După caracterul lor, erorile de măsurare se pot clasifica în trei grupe mari : erori sistematice, erori întîmplătoare şi erori grosolane (sau greşeli).

Erori sistematice sînt erorile ale căror cauze pot fi cunoscute sau determinate şi ale căror valori, stabilite în fiecare caz în parte, sînt constante sau variabile după o lege cunoscută. Ele cuprind erorile datorate piesei măsurate, erorile controlabile ale instrumentelor şi aparatelor de măsurare folosite, erorile determinabile ale metodelor de măsurare aplicate şi erorile care depind de influenţele măsurabile ale mediului exterior în care se fac măsurările. Se deosebesc :

— *erori sistematice constante*, ale căror valori sînt constante, indiferent de valoarea mărimii măsurate.

De exemplu, dacă la o scară gradată liniară a unui aparat prima diviziune este cu 0,2 mai mare decît toate celelalte diviziuni, orice valoare a unei dimensiuni, măsurată cu aparatul respectiv, va fi în realitate mai mare cu 0,2 diviziuni decît valoarea citită (fig. 3.5, *a*) ;

— *erori sistematice variabile după funcţii liniare (proporţionale într-un sens)*, ale căror valori cresc sau descresc proporţional cu creşterea sau descreşterea valorii mărimii măsurate.

De exemplu la scara gradată a unui micrometru fiecare diviziune este mai mare decît trebuie cu 0,1 ; prin urmare cu cît valoarea măsurată este mai mare, cu atît şi eroarea va fi mai mare ;

— *erori sistematice variabile după funcţii periodice*, ale căror valori variază cînd într-un sens, cînd în altul, odată cu variaţia numai într-un sens a valorii mărimii măsurate.

De exemplu, dacă la un comparator cu cadran circular acul indicator este montat excentric față de scara gradată circulară, așa cum se vede în figura 3.5, *b*, pe parcursul unei rotații complete a acului indicator eroarea variază, mai întîi într-un sens, revine la zero, variază apoi în celălalt sens și iar revine la zero ;

— *erori sistematice variabile după funcții oarecare,* ale căror valori se conduc după relații, în general, determinate experimental ; de exemplu, diagrama erorilor de divizare a unei scări gradate.

Erori întîmplătoare sînt erorile care variază la întîmplare atît ca valoare cît și ca semn, care nu pot fi stabilite în prealabil și ale căror cauze sînt greu sau imposibil de determinat. De exemplu, așezarea diferită a piesei la fiecare măsurare, aprecierea diferită a poziției acului indicator în raport cu reperul corespunzător diviziunii citite, variația forței de măsurare, schimbarea reglării aparatului la fiecare măsurare, frecările și deformațiile elementelor componente ale aparatului care participă direct în procesul de măsurare etc.

Erori grosolane sau greșeli sînt erorile care denaturează cu mult rezultatul măsurării și ele se datoresc fie apariției unei defecțiuni în aparat, fie neatenției observatorului care face măsurarea și citirea, fie schimbării bruște a condițiilor de măsurare etc. Apariția erorilor grosolane în procesul de măsurare are o probabilitate foarte mică, care, totuși, trebuie luată în considerare. Astfel, dacă se constată o diferență mare dintre o anumită valoare și celelalte valori măsurate, măsurarea se va repeta și, în funcție de rezultat, se vor stabili cauzele apariției erorii grosolane și se vor lua măsurile corespunzătoare de evitare a ei.

● În concluzie, la efectuarea măsurărilor, mai ales la cele de precizie înaltă, este necesar să se stabilească sursele de erori și caracterul acestora, în vederea aplicării măsurilor corespunzătoare pentru compensarea sau eliminarea lor.

Ca urmare, în funcție de natura erorilor, se recomandă ca :

— în cazul apariției erorilor grosolane, măsurările se vor repeta cu mai multă atenție ; apariția repetată și succesivă a erorilor de acest fel înseamnă fie defectarea mijlocului de măsurare, ceea ce impune repararea și verificarea acestuia, fie utilizarea unei metode de măsurare necorespunzătoare, ceea ce impune schimbarea metodei ;

— în cazul cunoașterii cauzelor care dau erori sistematice, iar, prin intermediul unor relații de calcul [v. relația (3.7)] sau al unor diagrame (de exemplu, diagrama de etalonare a scării gradate), se pot determina valorile acestor erori, la rezultatele măsurărilor se adaugă corecțiile care, cum s-a mai arătat, sînt egale în valoare absolută cu erorile, dar au semn contrar. Eroarea sistematică totală se calculează, însumînd algebric erorile sistematice componente după relația

$$\Delta_{sist.tot}=\Delta_{sist.1}+\Delta_{sist.2}+\ldots+\Delta_{sist.n}. \qquad (3.8)$$

În relația (3.8), erorile sistematice componente datorate defecțiunilor constructive sau de execuție ale mijloacelor de măsurare se mai numesc *erori instrumentale* ; valorile acestora sînt egale cu valorile erorilor calculate, dar cu semn contrar.

De exemplu, la rigla milimetrică a cărei primă diviziune este egală cu 1,2 mm, eroarea sistematică constantă apărută la trasarea scării gradate este de +0,2 mm, dar eroarea sistema-


Scanned with OKEN Scanner

tică constantă care apare la măsurare, eroarea instrumentală, este egală cu $-0{,}2$ mm, întrucît pentru orice dimensiune măsurată cu rigla se va citi o valoare mai mică cu 0,2 mm decît valoarea reală).

În acest caz, corecţia totală (adăugată o singură dată la rezultatul măsurării) va fi :

$$\varepsilon = -\Delta_{sist.tot}. \quad (3.9)$$

Influenţa unor surse de erori sistematice poate fi eliminată şi prin aplicarea unor măsuri simple în procesul de măsurare, fără a mai adăuga vreo corecţie. De exemplu, influenţa poziţiei piesei sau a necoincidenţei axei piesei cu linia de măsurare se elimină prin măsurarea piesei în două poziţii sau direcţii diferite şi prin calcularea mediei aritmetice, care va fi considerată ca valoare efectivă a dimensiunii considerate (măsurarea diametrului mediu la filete cu ajutorul microscopului de atelier sau universal etc.).

Influenţa erorilor întîmplătoare poate fi luată în considerare pe baza legii de distribuţie corespunzătoare şi calcularea erorii limită totale $\Delta_{lim.tot}$. Rezultatul oricărei măsurări efectuate cu metoda şi mijlocul de măsurare respectiv va fi cuprins în intervalul determinat de $\pm\frac{\Delta_{lim.tot}}{2}$.

4

STUDIUL ERORILOR DE PRELUCRARE ŞI DE MĂSURARE PRIN METODE STATISTICE

4.1. NOŢIUNI GENERALE DIN TEORIA PROBABILITĂŢILOR ŞI STATISTICA MATEMATICĂ

Teoria probabilităţilor şi statistica matematică reprezintă, pentru multe domenii ale ştiinţei şi tehnicii, unul dintre cele mai utile şi eficace instrumente în ce priveşte prelucrarea şi interpretarea rezultatelor numerice ale observaţiilor şi măsurărilor în cazul unor operaţii care se repetă de un număr de ori mai mare sau mai mic. Astfel de operaţii sînt şi cele de prelucrare tehnologică şi de măsurare a pieselor şi produselor în industria constructoare de maşini, în care aplicarea statisticii matematice contribuie la utilizarea unor metode moderne (sigure şi foarte productive) de măsurare, la aprofundarea şi clarificarea unor fenomene complexe (de exemplu, distribuţia jocurilor şi strîngerilor în asamblări) şi, în ultimă instanţă, la îmbunătăţirea calităţii produselor.

În cele ce urmează, vor fi prezentate cîteva noţiuni din teoria probabilităţilor, folosite pentru diferite aplicaţii ale statisticii matematice în tehnică.

Eveniment întîmplător este evenimentul care poate avea sau nu loc ca urmare a unei acţiuni, a unei experienţe etc., respectiv oricare din rezultatele întîmplătoare ale unei acţiuni, ale unei experienţe etc. (de exemplu, într-un ajustaj intermediar, jocul şi strîngerea sînt evenimente întîmplătoare). Evenimentele întîmplătoare se notează cu litere majuscule, de exemplu, A, B, C etc.

Mărime întîmplătoare este mărimea care, într-un interval dat, poate lua diferite valori. Într-un anumit sens, mărimile întîmplătoare constituie expresia valorică a evenimentelor întîmplătoare. Mărimile întîmplătoare sînt de două feluri :

— *mărimi continui*, care, într-un interval dat, pot lua absolut orice valoare (de exemplu, abaterile efective ale dimensiunilor pieselor prelucrate în producţia de masă, determinate cu ajutorul unui aparat prevăzut cu mecanism de înregistrare a rezultatelor şi de trasare a curbei de variaţie a abaterilor respective) ,

— *mărimi discontinui* sau *discrete*, care, într-un interval dat, pot lua numai anumite valori (de exemplu, măsurarea diametrului exterior al unei serii de

piese finite cu ajutorul micrometrului, cu valoarea diviziunii de 0,01 mm; practic, între două valori consecutive rezultate prin măsurare există o discontinuitate egală chiar cu valoarea diviziunii).

Probabilitatea P a evenimentului întîmplător A este egală cu raportul dintre numărul m de cazuri favorabile apariţiei acestui eveniment şi numărul total n al cazurilor posibile de apariţie a tuturor evenimentelor care pot constitui rezultatul acţiunii date:

$$P(A) = \frac{m}{n} \tag{4.1}$$

Exemplul 4.1. Dacă într-un lot de 100 piese finite, trei dintre acestea sînt considerate rebut, se poate calcula:

— probabilitatea extragerii, la întîmplare, a unei piese bune:

$$P(A) = \frac{97}{100} = 0,97;$$

— probabilitatea extragerii, la întîmplare, a unei piese rebut:

$$P(B) = \frac{3}{100} = 0,03.$$

În cazul cînd numărul m de cazuri favorabile apariţiei evenimentului A este egal cu numărul n de cazuri total posibile, $P(A)=1$, adică apariţia evenimentului A este o *siguranţă matematică* (de exemplu, toate cele 100 piese din lotul considerat sînt bune).

In cazul cînd numărul m de cazuri favorabile apariţiei evenimentului, de exemplu, B este egal cu zero, $P(B)=0$, adică apariţia evenimentului B este o *imposibilitate matematică* (de exemplu, imposibilitatea apariţiei unei piese rebut dintr-un lot de 100 piese bune).

Prin urmare, probabilitatea oricărui eveniment întîmplător poate avea valori cuprinse între 0 şi 1, respectiv

$$0 \leqslant P \leqslant 1. \tag{4.2}$$

Dacă, însă, din noţiunea de eveniment întîmplător se exclud evenimentele sigure (pentru care $P=1$) şi evenimentele imposibile (pentru care $P=0$), mai corect este să se considere că pentru orice eveniment întîmplător

$$0 < P < 1. \tag{4.3}$$

Cunoscînd valorile m şi n, probabilitatea calculată cu ajutorul relaţiei (4.1) se numeşte *probabilitate matematică*.

În cazurile cînd măcar unul dintre numerele m şi n nu este cunoscut, pentru determinarea probabilităţii se recurge la experiment: se efectuează un număr n, relativ mare, de extrageri la întîmplare (după fiecare extragere piesa sau obiectul, în general, se reintroduce în lot, amestecîndu-se cu celelalte) şi se notează numărul m de ori cînd a apărut evenimentul (piesa, obiectul) respectiv; din raportul m/n trebuie să rezulte probabilitatea căutată (cu o precizie suficient de mare, respectiv cu cel puţin două zecimale), avînd în vedere faptul că, teoretic,

$$\lim_{n \to \infty} \frac{m}{n} \to P. \tag{4.4}$$

Scanned with OKEN Scanner


Probabilitatea exprimată prin relaţia (4.4) se numeşte *probabilitate empirică.*

Din punctul de vedere al legăturilor dintre ele, evenimentele întîmplătoare pot fi: *dependente* şi *independente.*

Două sau mai multe evenimente întîmplătoare se numesc *dependente* atunci cînd apariţia unuia influenţează probabilitatea apariţiei celuilalt sau celorlalte (de exemplu, presupunînd un lot de 50 piese cu diametre efective diferite, apariţia, la o primă extragere, a unei piese cu un anumit diametru, măreşte probabilitatea de apariţie, la a doua extragere, a unei piese cu alt diametru efectiv). Evenimentele întîmplătoare dependente sînt, totodată, şi *incompatibile* (se exclud reciproc), adică apariţia unuia face imposibilă apariţia, în acelaşi timp, a altuia.

Două sau mai multe evenimente întîmplătoare se numesc *independente,* atunci cînd apariţia unuia nu influenţează probabilitatea apariţiei celuilalt sau celorlalte (de exemplu, presupunînd două loturi separate de cîte 50 piese, apariţia unei piese, de un anumit diametru, din primul lot nu influenţează cu nimic apariţia unei piese, cu acelaşi sau cu alt diametru, din al doilea lot). Evenimentele întîmplătoare independente sînt, totodată, şi *compatibile* (nu se exclud, ci se admit reciproc), întrucît apariţia unuia nu împiedică, cu nimic, apariţia, în acelaşi timp, a altuia sau a altor evenimente.

Din punctul de vedere al complexităţii, evenimentele întîmplătoare se clasifică în *simple* şi *complexe.*

Regula adunării probabilităţilor. Evenimentul întîmplător complex, a cărui apariţie are loc odată cu apariţia numai a unuia dintre evenimentele componente (acestea fiind dependente între ele), se numeşte, convenţional, *eveniment întîmplător complex total* sau, mai simplu, *eveniment total.* Probabilitatea apariţiei evenimentului total este egală cu suma probabilităţilor evenimentelor componente, respectiv:

$$P_{tot}=P_1+P_2+\ldots+P_k. \qquad (4.5)$$

Exemplul 4.2. În funcţie de abaterile limită la diametru, un lot de 100 bolţuri de piston este împărţit în patru grupe, ca în tabelul 4.1. Probabilitatea apariţiei, la prima extragere, a unui bolţ cu abaterea efectivă între 0 şi −11 μm este, evident, egală cu probabilitatea apari-

Tabelul 4.1

Abateri limită intermediare la diametrul unui lot de 100 de bolţuri

Abateri limită, μm	0 −5	−6 −11	−12 −17	−18 −23
Număr de bolţuri	30	50	15	5

ţiei oricăruia dintre cele 30 bolţuri cu abaterea efectivă între 0 şi −5 μm plus probabilitatea apariţiei oricăruia dintre cele 50 bolţuri cu abaterea efectivă între −6 μm şi −11 μm adică:

$$P'=P_1+P_2=\frac{30}{100}+\frac{50}{100}=0{,}30+0{,}50=0{,}80.$$

La fel, probabilitatea apariţiei unui bolţ cu abaterea efectivă între −12 μm şi −23 μm este egală cu probabilitatea apariţiei oricăruia dintre cele 15 bolţuri cu abaterea efectivă între

Scanned with OKEN Scanner

—12 μm şi —17 μm plus probabilitatea apariţiei oricărua dintre cele 5 bolţuri cu abaterea efectivă între —18 μm şi —23 μm, respectiv:

$$P''=P_3+P_4=\frac{15}{100}+\frac{5}{100}=0{,}15+0{,}05=0{,}20.$$

Probabilitatea apariţiei oricăruia dintre cele 100 bolţuri, sau, cu alte cuvinte, probabilitatea întregului grup de evenimente componente dependente este, totdeauna, egală cu 1, respectiv:

$$P=P'+P''=P_1+P_2+P_3+P_4=0{,}30+0{,}50+0.15+0{,}05=1.$$

Regula înmulţirii probabilităţilor. Evenimentul întîmplător complex, a cărui apariţie are loc odată cu apariţia, simultană sau succesivă (după cum se fac extragerile), a tuturor evenimentelor componente (acestea fiind independente între ele), se numeşte, convenţional, *eveniment întîmplător complex compus* sau, mai simplu, *eveniment compus*. Probabilitatea apariţiei evenimentului compus este egală cu produsul probabilităţilor evenimentelor componente, respectiv:

$$P=P_1\cdot P_2\cdot \ldots \cdot P_k. \tag{4.6}$$

Exemplul 4.3. Dacă se presupune că, într-o asamblare alezaj-arbore, probabilitatea obţinerii alezajelor cu abateri efective cuprinse între 0 şi 10 μm este $P_1=0{,}40$, iar probabilitate obţinerii arborilor cu abateri efective cuprinse între —9 μm şi —15 μm este $P_2=0{,}35$, probabilitatea asamblării împreună a acestor alezaje şi arbori va fi:

$$P=P_1\cdot P_2=0{,}40\cdot 0{,}35=0{,}14.$$

Din cele două reguli reiese că probabilitatea apariţiei evenimentului total este, în general, mai mare decît probabilitatea oricăruia dintre evenimentele componente, iar probabilitatea apariţiei evenimentului compus este, totdeauna, mai mică decît probabilitatea oricăruia dintre evenimentele componente.

În practică, se întîlnesc frecvent cazuri cînd cele două reguli se aplică împreună, întrucît evenimentele componente ale evenimentelor totale şi compuse pot fi, la rîndul lor, totale sau compuse.

Unitatea statistică este cea mai mică entitate luată în consideraţie într-un anumit caz, ţinînd seama de metoda de cercetare (observaţie) utilizată şi de scopul practic urmărit, de exemplu, un exemplar dintr-un produs oarecare, o probă elementară, o epruvetă etc.

Colectivitate (populaţie) statistică reprezintă mulţimea formată din unităţi statistice calitativ omogene, care posedă una sau mai multe caracteristici comune, de exemplu, o serie de piese finite sau o serie de produse finite de acelaşi fel.

Lot este denumirea unei colectivităţi sau a unei părţi dintr-o colectivitate de produse, respectiv o cantitate determinată dintr-un produs de acelaşi fel, obţinut în, relativ, aceleaşi condiţii.

Caracteristică (în parte, sinonim al termenului *mărime*) reprezintă una din însuşirile unităţii din colectivitatea studiată, supusă cercetării statistice; în tehnică, se foloseşte frecvent termenul de *caracteristică de calitate*. Caracte-

Scanned with OKEN Scanner

ristica poate fi: *cantitativă* — atunci cînd se exprimă numeric (de exemplu, dimensiunea), *atributivă* — cînd se exprimă printr-o indicaţie calitativă (de exemplu, corespunzător sau necorespunzător, lucios, neted etc.). Ca şi mărimea întîmplătoare, caracteristica poate fi *continuă* — cînd, într-un interval dat, poate lua orice valoare, sau *discontinuă* (*discretă*) — cînd, într-un interval dat, nu poate lua decît valori izolate.

Mărimea sau caracteristica continuă X poate fi prezentată, de exemplu, ca în fig. 4.1; pe axa absciselor se află diferitele valori ale mărimii sau caracteristicii respective, iar pe axa ordonatelor este dat numărul de cîte ori se repetă fiecare valoare, respectiv frecvenţa absolută a fiecărei valori a lui X.

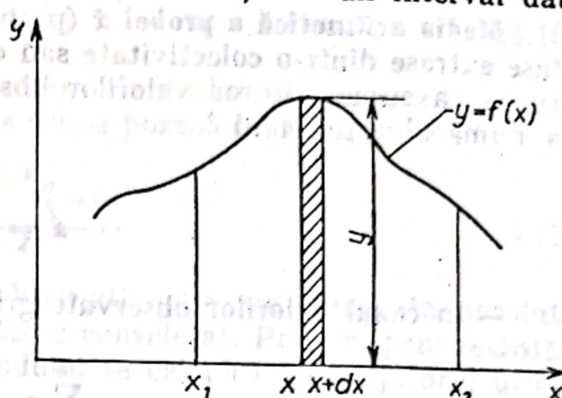


Fig. 4.1. Curba de distribuţie a unei mărimi întîmplătoare continue.

Probabilitatea ca mărimea (caracteristica) X să ia valori cuprinse în intervalul elementar dx, respectiv în intervalul de la x la $x+dx$, este egală cu suprafaţa dreptunghiului a cărui bază este dx şi a cărui înălţime este y, adică:

$$P\,(x \leqslant X \leqslant x+dx) = y\,dx. \tag{4.7}$$

Întrucît pentru fiecare valoare a lui X există cîte o valoare pentru y, rezultă că $y=f(x)$, care se mai numeşte şi *densitate de probabilitate.*

Probabilitatea ca mărimea (caracteristica) X să ia valori în intervalul de la x_1 la x_2 este egală cu suprafaţa limitată de curbă şi axa absciselor între punctele x_1 şi x_2 şi se exprimă prin relaţia:

$$P=(x_1 \leqslant X \leqslant x_2) = \int_{x_1}^{x_2} y\,dx = \int_{x_1}^{x_2} f(x)\,dx. \tag{4.8}$$

În cazul cînd intervalul de variaţie este cuprins între $-\infty$ şi $+\infty$ probabilitatea ca mărimea (caracterisctica) X să ia valori în acest interval este egală cu unitatea:

$$P\,(-\infty \leqslant X \leqslant +\infty) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(x)\,dx = 1, \tag{4.9}$$

deoarece ea constituie o siguranţă matematică.

Relaţia (4.9) exprimă aşa-numita **lege generală de probabilitate.**

Parametrii caracteristici ai oricărei legi particulare de probabilitate trebuie să fie aleşi astfel, încît să fie satisfăcută legea generală de probabilitate.

Probabilitatea ca o anumită caracteristică de calitate X să ia valori într-un interval dat se determină pe baza unei anumite *legi de distribuţie*, care este expresia legăturii dintre valorile caracteristicii X şi probabilitatea corespunzătoare P.

În statistica matematică se utilizează, mai des, următorii parametri caracteristici, numiţi şi *parametri statistici*:

Media aritmetică a colectivităţii μ:

— pentru distribuţii continue

$$\mu = \int_{-\infty}^{+\infty} x\,f(x)\,dx; \tag{4.10}$$

Scanned with OKEN Scanner

— pentru distribuţii discontinue

$$\mu = \sum_{i=-\infty}^{+\infty} x_i f(x_i). \tag{4.11}$$

Media aritmetică a probei $\bar{x}$ (proba fiind un număr de obiecte sau de produse extrase dintr-o colectivitate sau dintr-un lot):

— ca suma tuturor valorilor observate în proba considerată, împărţită la numărul total n al lor

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^{m} x_i}{n}; \tag{4.12}$$

— în cazul valorilor observate grupate în ordine crescătoare sau descrescătoare

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^{m} x_i \cdot n_i}{n} = \sum_{i=1}^{m} x_i f_i, \tag{4.13}$$

în care n_i este frecvenţa absolută corespunzătoare valorii x_i şi $f_i = \frac{n_i}{n}$ este frecvenţa relativă sau probabilitatea valorii x_i;

— în cazul valorilor observate grupate în m clase (prin clasă înţelegîndu-se mulţimea valorilor observate care se găsesc în limitele unui interval dat):

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^{m} x'_i n_i}{n} = \sum_{i=1}^{m} x'_i f_i, \tag{4.14}$$

în care: x'_i este valoarea centrală a clasei (semisuma limitelor clasei);
n_i — frecvenţa absolută corespunzătoare clasei;
f_i — frecvenţa relativă corespunzătoare clasei,

— în cazul claselor de amplitudini egale (amplitudinea clasei este diferenţa dintre limita inferioară a clasei următoare şi limita inferioară a clasei considerate):

$$\bar{x} = C + a \frac{\sum_{i=1}^{m} \left(\frac{x'_i - C}{a} \right) n_i}{n}, \tag{4.15}$$

în care: C este o valoare aleasă arbitrar ca fiind apropiată de media aritmetică reală (de obicei C se ia egal cu x'_i al clasei cu cea mai mare frecvenţă absolută);
a — amplitudinea clasei.

După cum se vede, media aritmetică a colectivităţii sau a probei, respectiv μ sau $\bar{x}$, stabileşte poziţia centrului de grupare a valorilor pe care le ia caracteristica (mărimea) X. Aceasta înseamnă că, cel puţin teoretic, valorile lui X se repartizează (se distribuie) de o parte şi de alta a lui μ sau $\bar{x}$, realizîndu-se o anumită simetrie.

Mediana M este valoarea observată dintr-un şir statistic crescător sau descrescător, faţă de care frecvenţa (numărul) valorilor mai mici decît ea este egală cu frecvenţa (numărul) valorilor mai mari decît ea:

— în cazul cînd numărul total n de valori ale şirului este impar, mediana este valoarea care ocupă poziţia centrală cu numărul de ordine $\frac{n+1}{2}$, adică:

$$M = x_{\frac{n+1}{2}}; \tag{4.16}$$

— în cazul cînd numărul total n de valori ale şirului este par, mediana este media aritmetică a celor două valori care ocupă poziţia centrală, adică:

$$M = \frac{x_{\frac{n}{2}} + x_{\frac{n}{2}+1}}{2}. \tag{4.17}$$

Modulul Mo reprezintă valoarea observată care are frecvenţa absolută (sau relativă) cea mai mare în şirul statistic considerat. Practic, pentru distribuţii de frecvenţă aproape normale, modulul se calculează cu ajutorul următoarei relaţii aproximative:

$$Mo = \bar{x} - 3(\bar{x} - M). \tag{4.18}$$

Valoarea centrală x_c a şirului statistic reprezintă media aritmetică, respectiv semisuma celei mai mari şi celei mai mici valori observate:

$$x_c = \frac{x_{max} + x_{min}}{2}. \tag{4.19}$$

Media aritmetică, mediana, modulul şi valoarea centrală sînt parametrii statistici care indică aşa-numita *tendinţă de centrare*, adică de concentrare a majorităţii valorilor lui X într-o zonă de mijloc, prin aceasta determinîndu-se poziţia întregii colectivităţi sau probe.

Abaterea centrală A reprezintă diferenţa dintre valoarea observată x şi media aritmetică:

$$A = x - \bar{x}. \tag{4.20}$$

Abaterea medie A_m reprezintă media aritmetică a valorilor absolute ale abaterilor centrale:

— în cazul valorilor observate grupate în ordine crescătoare sau descrescătoare:

$$A_m = \frac{\sum_{i=1}^{m} |A_i| n_i}{n}; \tag{4.21}$$

— în cazul valorilor observate grupate în m clase egale:

$$A_m = a \frac{\sum_{i=1}^{m} \left| \frac{x_i' - \bar{x}}{a} \right| n_i}{n}. \tag{4.22}$$

Dispersia colectivităţii $D(x) = \sigma^2$:

— pentru mărimi (caracteristici) continue (cu distribuţii continue):

$$D(x) = \sigma^2 = \int_{-\infty}^{+\infty} (x - \mu)^2 f(x) \, dx; \tag{4.23}$$

— pentru mărimi (caracteristici) discontinue (cu distribuţii discontinue):

$$D(x_i)=\sigma^2=\frac{\sum_{i=-\infty}^{+\infty}(x_i-\mu)^2 n_i}{n}=\sum_{i=-\infty}^{+\infty}(x_i-\mu)^2 f(x_i). \quad (4.24)$$

Abaterea medie pătratică a colectivităţii σ este rădăcina pătrată din dispersia colectivităţii, adică:

$$\sigma=\sqrt{D(x)} \text{ sau } \sigma=\sqrt{D(x_i)}. \quad (4.25)$$

Dispersia probei s'^2:

— în general:

$$s'^2=\frac{\sum_{i=1}^{n}(x_i-\bar{x})^2}{n}; \quad (4.26)$$

— în cazul valorilor grupate în m clase de amplitudini egale:

$$s'^2=\frac{\sum_{i=1}^{m}(x_i'-\bar{x})^2 n_i}{n}=\frac{\sum_{i=1}^{m}x'^2 n_i}{n}-\bar{x}^2. \quad (4.26')$$

Dispersia corectată a probei s^2:

— în general:

$$s^2=\frac{\sum_{i=1}^{m}(x_i-\bar{x})^2}{n-1}; \quad (4.27)$$

— în cazul valorilor individuale ordonate crescător sau descrescător:

$$s^2=\frac{\sum_{i=1}^{m}(x_i-\bar{x})^2 n_i}{n-1}=\frac{\sum_{i=1}^{m}x_i^2 n_i}{n-1}-\frac{n}{n-1}\bar{x}^2; \quad (4.28)$$

— în cazul valorilor grupate în m clase de amplitudini egale;

$$s^2=a^2\left[\frac{\sum_{i=1}^{m}\left(\frac{x_i'-C}{a}\right)^2 n_i}{n-1}-\frac{n}{n-1}\left(\frac{\bar{x}-C}{a}\right)^2\right]. \quad (4.29)$$

Abaterea medie pătratică a probei s' este rădăcina pătrată din dispersia probei.

Abaterea medie pătratică corectată a probei s reprezintă rădăcina pătrată din dispersia corectată a probei. Abaterea centrală, abaterea medie, dispersia şi abaterea medie pătratică sînt parametrii statistici care dau indicaţii cu privire la dispersia valorilor observate ale lui X.

Proprietăţile mediei aritmetice şi dispersiei. Proprietăţile cele mai importante sînt următoarele:

● *Pentru media aritmetică* (de exemplu, pentru mărimi sau caracteristici discontinue):

a. Media aritmetică a unei sume de două sau mai multe mărimi întîmplătoare independente este egală cu suma mediilor aritmetice ale mărimilor respective, de exemplu:

$$x=y+z;$$

$$\bar{x}=\frac{\Sigma x_i n_i}{n}=\frac{\Sigma (y+z) n_i}{n}=\frac{\Sigma y_i n_i}{n}+\frac{\Sigma z_i n_i}{n},$$

de unde:

$$\bar{x}=\bar{y}+\bar{z}. \tag{4.30}$$

Prin analogie, dacă $y=x-z$,

$$\bar{y}=\bar{x}-\bar{z}. \tag{4.31}$$

b. Media aritmetică a unei constante este egală chiar cu valoarea constantei:

$$\bar{C}=C. \tag{4.32}$$

c. Media aritmetică a sumei dintre o mărime întîmplătoare și o constantă este egală cu suma dintre media aritmetică a mărimii întîmplătoare și constanta dată:

$$x=y+C; \quad \bar{x}=\bar{y}+C. \tag{4.33}$$

d. Media aritmetică a produsului dintre o constantă și o mărime întîmplătoare este egală cu produsul dintre constantă și media aritmetică a mărimii întîmplătoare:

$$x=Cy; \quad \bar{x}=C\bar{y}. \tag{4.34}$$

e. Media aritmetică a unui produs de mai multe mărimi întîmplătoare independente este egală cu produsul mediilor aritmetice ale mărimilor întîmplătoare date;

$$x=y\cdot z; \quad \bar{x}=\bar{y}\cdot\bar{z}. \tag{4.35}$$

Prin analogie, media aritmetică a unui raport dintre două mărimi întîmplătoare independente este egală cu raportul mediilor aritmetice ale mărimilor întîmplătoare respective:

$$y=\frac{x}{z}; \quad \bar{y}=\frac{\bar{x}}{\bar{z}} \tag{4.36}$$

f. Suma algebrică a abaterilor tuturor valorilor unei mărimi întîmplătoare față de media aritmetică a acestor valori este egală cu zero:

$$\Sigma (x_i-\bar{x})\, n_i=\Sigma x_i n_i-\bar{x}\Sigma n_i=\Sigma x_i n_i-n\bar{x}=\Sigma x_i n_i-n\,\frac{\Sigma x_i n_i}{n}=0, \tag{4.37}$$

● *Pentru dispersie;*

a. Dispersia unei constante este egală cu zero:

$$D\,(C)=0. \tag{4.38}$$

b. Dispersia unei sume dintre o constantă și o mărime întîmplătoare este egală cu dispersia mărimii întîmplătoare date:

$$D\,(C+x)=D\,(x). \tag{4.39}$$

Scanned with OKEN Scanner

c. Dispersia unei sume de mai multe mărimi întîmplătoare este egală cu suma dispersiilor mărimilor întîmplătoare respective:

$$D(x+y+z)=D(x)+D(y)+D(z). \quad (4.40)$$

d. Dispersia produsului dintre o constantă și o mărime întîmplătoare este egală cu produsul dintre constanta la pătrat și dispersia mărimii întîmplătoare:

$$D(Cx)=\frac{\Sigma(Cx_i-C\bar{x})^2 n_i}{n}=\frac{C^2\Sigma(x_i-\bar{x})^2 n_i}{n}=C^2\cdot D(x). \quad (4.41)$$

e. Dispersia unui produs de două mărimi întîmplătoare este egală cu suma dintre produsul dispersiilor acestor mărimi și produsele dispersiei fiecărei mărimi cu pătratul mediei aritmetice a celeilalte mărimi:

$$D(x\cdot y)=D(x)\cdot D(y)+D(x)\cdot\bar{y}^2+D(y)\cdot\bar{x}^2. \quad (4.42)$$

f. Din relația (4.40) reiese că:

$$\sigma(x+y+z)=\sqrt{D(x)+D(y)+D(z)}=\sqrt{\sigma^2(x)+\sigma^2(y)+\sigma^2(z)}, \quad (4.43)$$

adică abaterea medie pătratică a unei sume de mărimi întîmplătoare independente este egală cu rădăcina pătrată din suma pătratelor abaterilor medii pătratice ale mărimilor întîmplătoare date.

Abaterile limită sînt cele mai mari (în valoare absolută) abateri posibile, la un anumit proces și pentru o anumită lege de distribuție, față de centrul grupării și sînt așezate de o parte și de alta (de regulă simetric) a valorii centrale.

Abaterea relativă medie pătratică λ este raportul dintre abaterea medie pătratică și jumătatea amplitudinii:

$$\lambda=\frac{\sigma}{\frac{w}{2}}=\frac{1}{z}, \quad (4.44)$$

în care: w este amplitudinea, respectiv diferența dintre valoarea cea mai mare și valoarea cea mai mică ale mărimii considerate ($w'=x_{max}-x_{min}$);

$z=\frac{0,5w}{\sigma}$ — raportul dintre jumătatea amplitudinii și abaterea medie pătratică.

Pentru legea de distribuție normală, considerată ca etalon

$$\frac{w}{2}=3\sigma$$

și, deci,

$$z=\frac{\frac{w}{2}}{\sigma}=3. \quad (4.45)$$

În consecință, relația (4.44) devine:

$$\lambda=\frac{1}{3}. \quad (4.46)$$

Cînd amplitudinea este egală cu toleranța prescrisă T, relația (4.44) devine:

$$\lambda = \frac{\sigma}{0{,}5T} = \frac{2\sigma}{T} \qquad (4.47)$$

Coeficientul de împrăștiere relativă k este raportul dintre abaterea relativă medie pătratică λ pentru legea de distribuție considerată și abaterea relativă medie pătratică λ_e a distribuției etalon:

$$k = \frac{\lambda}{\lambda_e}. \qquad (4.48)$$

Coeficientul de împrăștiere relativă k servește la compararea diferitelor legi de distribuție cu legea de distribuție etalon (legea distribuției normale).

Pe baza relației (4.44) și considerînd $\lambda_e = \frac{1}{3}$, se poate scrie:

$$k = \frac{\lambda}{\lambda_e} = \frac{\lambda}{\frac{1}{3}} = 3\lambda = 3\frac{\sigma}{\frac{w}{2}} = \frac{6\sigma}{w}. \qquad (4.49)$$

Coeficientul de asimetrie relativă α caracterizează deplasarea valorii medii μ față de mijlocul cîmpului de toleranță (valoarea centrală) x_c:

$$\alpha = \frac{\mu - x_c}{0{,}5T}. \qquad (4.50)$$

După cum se vede, coeficientul de asimetrie relativă poate fi pozitiv, negativ sau zero, ceea ce indică existența sau inexistența și sensul asimetriei.

Din relația (4.50) rezultă:

$$\mu = x_c + \alpha\frac{T}{2}. \qquad (4.51)$$

Dintre parametrii statistici prezentați mai înainte, media aritmetică și abaterea medie pătratică au o semnificație și o importanță deosebite în studiul erorilor de prelucrare și al erorilor de măsurare și în analiza proceselor tehnologice de execuție a pieselor în industria constructoare de mașini.

4.2. LEGI DE DISTRIBUȚIE

Exceptînd inflența unor factori sistematici, o anumită caracteristică cercetată ia, la prelucrarea și măsurarea pieselor, diferite valori întîmplătoare cuprinse între două valori limită, fiecare valoare avînd o frecvență proprie (un număr de repetări). Caracterul repartizării acestor valori (cu frecvențele lor) între cele două valori limită, respectiv într-un anumit interval, poate fi reprezentat printr-o lege de distribuție, care, așa cum s-a arătat mai înainte, este expresia legăturii dintre valorile caracteristicii cercetate și probabilitatea corespunzătoare.

În legătură cu marea diversitate de caracteristici cercetate în industrie, s-au stabilit mai multe legi de distribuție.

Legea distribuției uniforme (egale). Această lege corespunde cazurilor cînd probabilitatea oricărei valori a caracteristicii X în intervalul dat $[a, b]$ este constantă, iar în afara acestui interval este egală cu zero.

Graficul densității de probabilitate este prezentat în figura 4.2.

Conform legii generale de probabilitate [relația (4.9)], aria dreptunghiului cuprins între axa Ox și curba de distribuție este egală cu unitatea, respectiv

$$(b-a)\ y=(b-a)\ \varphi(x)=1,$$

de unde

$$y=\varphi(x)=\frac{1}{b-a}=\frac{1}{w}, \tag{4.52}$$

în care $w=b-a$ este intervalul de variație a caracteristicii X, respectiv amplitudinea sau așa-numitul interval de împrăștiere.

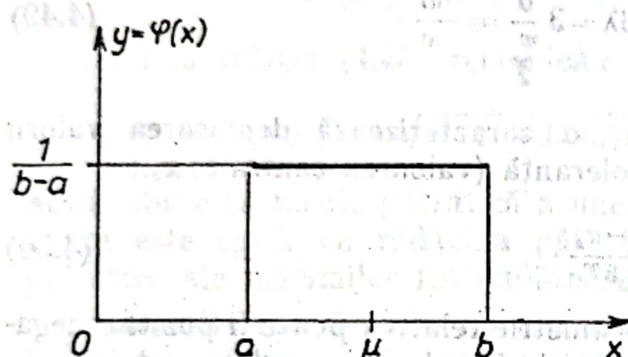


Fig. 4.2. Graficul densității de probabilitate pentru legea distribuției uniforme (egale).

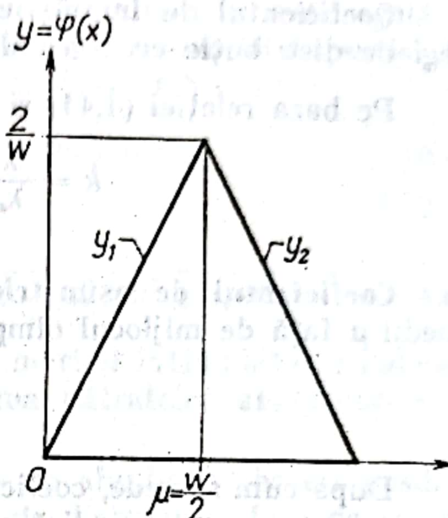


Fig. 4.3. Graficul densității de probabilitate pentru distribuția după legea triunghiului isoscel.

Valoarea medie aritmetică, conform relației (4.10):

$$\mu=\int_a^b x\cdot\varphi(x)\,\mathrm{d}x=\int_a^b \frac{x}{b-a}\,\mathrm{d}x=\frac{b+a}{2}. \tag{4.53}$$

Dispersia se calculează conform relației (4.23):

$$D(x)=\sigma^2=\int_a^b (x-\mu)^2\varphi(x)\,\mathrm{d}x=\int_a^b x^2\varphi(x)\,\mathrm{d}x-\mu^2=\int_a^b \frac{x^2}{b-a}\,\mathrm{d}x-$$

$$-\left(\frac{b+a}{2}\right)^2=\frac{(b-a)^2}{12}=\frac{w^2}{12}. \tag{4.54}$$

Abaterea medie pătratică se calculează conform relației (4.25):

$$\sigma=\sqrt{D(x)}=\sqrt{\frac{w^2}{12}}=\frac{w}{3,46}. \tag{4.55}$$

Din relația (4.47) reiese:

$$w=3,46\ \sigma,$$

de unde rezultă că abaterile limită față de centrul grupării, respectiv față de μ au valorile $\pm 1,73\ \sigma$.

Legea triunghiului isoscel (distribuția Simpson). Această distribuție, reprezentată printr-un triunghi isoscel, poate avea originea în limita inferioară a intervalului de împăștiere $\left(\mu=\frac{w}{2}\text{, fig. 4.3}\right)$ sau în centrul grupării ($\mu=0$).

Scanned with OKEN Scanner

Cînd, în unele cazuri practice, se lucrează cu valori pozitive ale mărimii examinate, limitele sînt, evident, tot pozitive.

Dacă, conform legii generale de probabilitate, aria triunghiului este egală cu 1, înălţimea lui va fi $h=\frac{2}{w}$.

Densitatea de probabilitate se calculează astfel (pentru fig. 4.3):

— pentru intervalul de la 0 la $\frac{w}{2}$,

$$y_1=\frac{4x}{w^2}; \tag{4.56}$$

— pentru intervalul de la $\frac{w}{2}$ la w,

$$y_2=\frac{4(w-x)}{w^2}. \tag{4.57}$$

Dispersia are valoarea:

$$D(x)=\sigma^2=\int_0^{\frac{w}{2}} y_1x^2\,dx+\int_{\frac{w}{2}}^{w} y_2x^2\,dx-\mu^2=\frac{4}{w^2}\int_0^{\frac{w}{2}} x^3\,dx+$$

$$+\frac{4}{w^2}\int_{\frac{w}{2}}^{w}(w-x)\,x^2\,dx-\frac{w^2}{4}=\frac{w^2}{24}. \tag{4.58}$$

Abaterea media pătratică are valoarea:

$$\sigma=\sqrt{D(x)}=\sqrt{\frac{w^2}{24}}=\frac{w}{2\sqrt{6}}=\frac{w}{4{,}90}, \tag{4.59}$$

de unde:

$$w=4{,}90\ \sigma \tag{4.60}$$

Rezultă că abaterile limită faţă de centrul grupării (faţă de μ) au valorile $\pm 2{,}45\ \sigma$.

Dacă originea sistemului de referinţă coincide cu centrul grupării ($\mu=0$), densitatea de probabilitate are valorile:

$$y_1=\frac{2(2x+w)}{w^2} \quad \text{şi} \quad y_2=\frac{2(w-2x)}{w^2}. \tag{4.61}$$

Parametrii statistici caracteristici $D(x)$ şi σ rămîn aceiaşi.

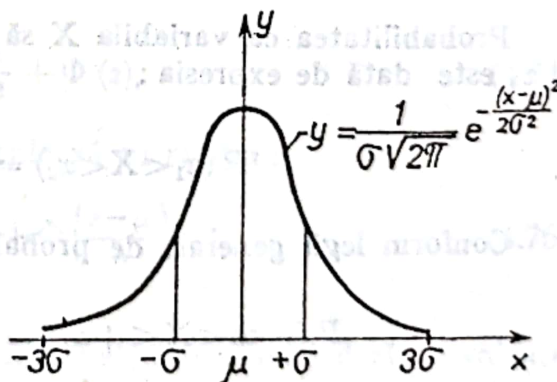


Fig. 4.4. Graficul densităţii de probabilitate pentru legea distribuţiei normale (Gauss-Laplace).

Legea distribuţiei normale (distribuţia Laplace-Gauss, distribuţia Gauss, distribuţia Laplace sau distribuţie Moivre). Curba funcţiei densitate de probabilitate are forma de clopot (fig. 4.4), simetrică (teoretic) la axa ordonatelor. Distribuţia normală este considerată etalon, deoarece în fabricaţia de serie şi de masă cele mai multe distribuţii experimentale sînt foarte apropiate de distribuţia normală.

Funcţia densitate de probabilitate, care depinde, în afară de argumentul x, de parametrii μ şi σ, se notează cu $n(x;\mu,\sigma)$ şi are expresia:

$$y=\varphi(x)=n(x;\mu,\sigma)=\frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}}e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}} \qquad (4.62)$$

Curba prezintă două puncte de inflexiune cu valorile pe axa absciselor de $x=+\sigma$ şi $x=-\sigma$, iar în punctele $+3\sigma$ şi -3σ ea devine asimptotă la axa x.

Pentru $x=\mu=0$, curba are un maxim $y=\frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}}$.

În intervalul de la $-\sigma$ la $+\sigma$ şi în intervalul de la -3σ la $+3\sigma$ suprafaţa dintre curbă şi axa absciselor constituie 68,27% şi respectiv 99,73% din întreaga suprafaţă de sub curbă, ceea ce face ca intervalele de la $-\infty$ la -3σ şi de la $+3\sigma$ la $+\infty$ să fie, practic, neglijate. Ca urmare, intervalul de împrăştiere

$$w=6\sigma, \qquad (4.63)$$

iar abaterile limită, faţă de centrul grupării, au valorile $\pm3\sigma$.

Din (4.63) rezultă:

— abaterea medie pătratică

$$\sigma=\frac{w}{6}, \qquad (4.64)$$

— dispersia

$$D(x)=\sigma^2=\frac{w^2}{36}. \qquad (4.65)$$

Funcţia de repartiţie a distribuţiei normale se notează şi cu $N(x;\mu,\sigma)$ şi are expresia:

$$F(x)=N(x;\mu,\sigma)=P(X<x)=\frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}}\int_{x_1}^{x_2}e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}}dx. \qquad (4.66)$$

Probabilitatea ca variabila X să ia valori cuprinse în intervalul de la x_1 la x_2 este dată de expresia:

$$P(x_1<X<x_2)=\frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}}\int_{x_1}^{x_2}e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}}dx. \qquad (4.67)$$

Conform legii generale de probabilitate, se poate scrie:

$$P(-\infty<X<+\infty)=\frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}}\int_{-\infty}^{+\infty}e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}}dx=1. \qquad (4.68)$$

De cele mai multe ori, legea distribuţiei normale se aplică sub formă *normată*. În acest sens, se face înlocuirea:

$$\frac{x-\mu}{\sigma}=z \text{ şi } \frac{dx}{\sigma}=dz \qquad (4.69)$$

şi rezultă:

$$\frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}}\int_{-\infty}^{+\infty}e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}}dx=\frac{1}{\sqrt{2\pi}}\int_{-\infty}^{+\infty}e^{-\frac{z^2}{2}}dz=1. \qquad (4.70)$$

Scanned with OKEN Scanner

Probabilitatea ca mărimea X să aibă valori cuprinse în intervalul de la x_1 la x_2 se poate determina astfel:

$$P(x_1 < X < x_2) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}}\int_{x_1}^{x_2} e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}}\,dx = \frac{1}{\sqrt{2\pi}}\int_{\frac{x_1-\mu}{\sigma}}^{\frac{x_2-\mu}{\sigma}} e^{-\frac{z^2}{2}}\,dz,$$

de unde rezultă:

$$P(x_1 < X < x_2) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}}\int_{z_1}^{z_2} e^{\frac{z^2}{2}}\,dz. \tag{4.71}$$

Întrucît curba normală sub formă normată este simetrică față de axa ordonatelor și cele două arii situate de o parte și de alta sînt egale, se poate scrie:

$$\Phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}}\int_0^z e^{-\frac{z^2}{2}}\,dz. \tag{4.72}$$

Această integrală se numește *funcția integrală a lui Laplace* sau *funcția normală a lui Laplace* și reprezintă aria cuprinsă între curbă, axa *Oy* și axa *Oz*, de la 0 la *z* (fig. 4.5). Valorile calculate ale funcției lui Laplace sînt date în tabelul 4.2. Se înțelege că, datorită tocmai simetriei curbei, valorile lui $\Phi(z)$ au fost calculate numai pentru valori pozitive ale lui *z*. Cînd *z* este negativ, funcția lui Laplace va avea, de asemenea, valori negative, adică:

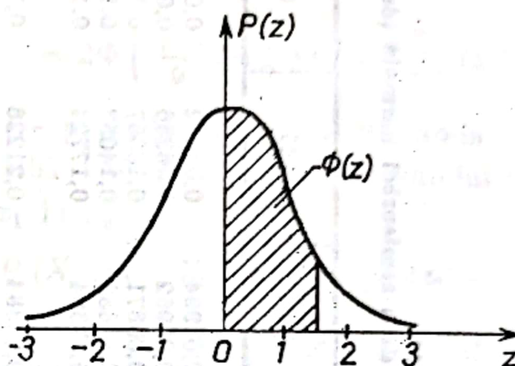


Fig. 4.5. Densitatea de probabilitate în cazul distribuției normale normate.

$$\Phi(-z) = -\Phi(z). \tag{4.73}$$

Cunoscîndu-se funcția lui Laplace $\Phi(z)$, funcția de repartiție normată $N(z;\, 0,\, 1)$ se calculează astfel:

$$N(z;\, 0{,}1) = \frac{1}{2} + \Phi(z), \tag{4.74}$$

iar funcția de repartiție nenormată se calculează cu relația:

$$N(x;\, \mu,\, \sigma) = \frac{1}{2} + \Phi\left(\frac{x-\mu}{\sigma}\right). \tag{4.75}$$

Din cele expuse, rezultă:

— probabilitatea ca variabila X să aibă valori mai mici decît o valoare dată a lui *x*:

$$P(X < x) = \frac{1}{2} + \Phi(z) = \frac{1}{2} + \Phi\left(\frac{x-\mu}{\sigma}\right); \tag{4.76}$$

— probabilitatea ca variabila X să aibă valori mai mari ca o valoare dată *x*:

$$P(X > x) = \frac{1}{2} - \Phi(z) = \frac{1}{2} - \Phi\left(\frac{x-\mu}{\sigma}\right); \tag{4.77}$$

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 4.2

Valorile funcției Laplace, respectiv aria $\Phi(z)=\frac{1}{\sqrt{2\pi}}\int_0^z e^{-\frac{z^2}{3}}dz$ a semicurbei normale (după STAS 5944-58)

z	0,00	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09
0,0	0,00000	0,00399	0,00798	0,01197	0,01595	0,01994	0,02392	0,02790	0,03183	0,03586
0,1	0,03983	0,04380	0,04776	0,05172	0,05567	0,05962	0,06356	0,06750	0 07142	0,07535
0,2	0,07926	0,08317	0,08706	0,09095	0,09483	0,09871	0,10357	0,10642	0.11026	0,11409
0,3	0,11791	0,12172	0,12552	0,12930	0,13307	0,13683	0,14058	0,14431	0,14808	0,15178
0,4	0,15542	0,15910	0,16276	0,16640	0,17003	0,17364	0,17724	0.18082	0,18439	0,18793
0,5	0,19146	0,19497	0,19847	0,20194	0,20540	0,20884	0,21226	0,21566	0,21904	0,22240
0,6	0,22575	0,22907	0,23237	0,23565	0,23891	0,24215	0,24537	0,24857	0,25175	0,25490
0,7	0,25804	0,26115	0,26424	0,26730	0,27035	0,27337	0,27637	0,27935	0,28230	0,28524
0,8	0,28814	0,29103	0,29389	0,29673	0,29954	0,30234	0,30510	0,30785	0,31057	0,31327
0,9	0,31594	0,31859	0,32121	0,32381	0,32639	0,32894	0,33147	0,33393	0,33646	0,33891
1,0	0,34134	0,34375	0,34614	0,34849	0,35083	0,35314	0.35543	0,35769	0,35993	0,36214
1,1	0,36433	0,36650	0,36864	0,37076	0,27286	0,37493	0,37697	0,37900	0,38100	0,38293
1,2	0,38493	0,38636	0,38877	0,39065	0,39251	0,39435	0,39617	0,39769	0,39973	0,40147
1,3	0,40320	0,40490	0,40653	0,40825	0,40938	0,41149	0,41308	θ,41466	0,41621	0,41774
1,4	0,41924	0,42073	0,42220	0,42364	0,42507	0,42647	0,42785	0.42922	0,43056	0,43189
1,5	0,43319	0,43448	0,43574	0,43699	0,43822	0,43943	0,44062	0,44179	0,44295	0,44408
1,6	0,44520	0,44630	0,44738	0,44845	0,44950	0,45053	0,45154	0,45254	0,45352	0,45449
1,7	0,45543	0,45637	0,45728	0,45818	0,45907	0,45994	0,46080	0,46164	0,46246	0.46327
1,8	0,46407	0,46485	0,46562	0,46633	0,46712	0,46734	0,46856	0,46923	0,46995	0,47062
1,9	0,47128	0,47193	0,47257	0,47320	0,47381	0,47441	0,47500	0,47553	0,47615	0,47670
2,0	0,47725	0,47778	0,47831	0,47832	0,47932	0,47982	0,48030	0,48077	0,48124	0,48169
2,1	0,48214	0,48257	0,48300	0,48314	0,48382	0,48422	0,48416	0,48500	0,48537	0,48574
2,2	0,48610	0,48645	0,48679	0,48713	0,48745	0,48778	0,48809	0,48840	0,48870	0,48899
2,3	0,48928	0,48956	0,48933	0,49010	0,49036	0,49061	0,49086	0,49111	0,49134	0,49158
2,4	0,49180	0,49202	0,49224	0,49245	0,49266	0,49286	0,49305	0,49324	0,49343	0,49361

Scanned with OKEN Scanner

2,5	0,49379	0,49396	0,49413	0,49430	0,49446	0,49461	0,49477	0,49492	0,49506	0,49520
2,6	0,49534	0,49547	0,49560	0,49573	0,49535	0,49593	0,49609	0,49621	0,49632	0,49643
2,7	0,49653	0,49664	0,49674	0,49683	0,49693	0,49702	0,49711	0,49720	0,49728	0,49736
2,8	0,49744	0,49752	0,49760	0,49767	0,49774	0,49781	0,49788	0,49795	0,49801	0,49807
2,9	0,49313	0,49819	0,49825	0,49831	0,49836	9,49841	0,49846	0,49851	0,49856	0,49861
3,0	0,49865	0,49869	0,49874	0,49878	0,49882	0,49886	0,49889	0,49893	0,49897	0,49900
3,1	0,49903	0,49906	0,49910	0,49913	0,49916	0,49918	0,49921	0,49924	0,49926	0,49929
3,2	0,49931	0,49934	0,49936	0,49938	0,49940	0,49942	0,49944	0,49946	0,49948	0,49950
3,3	0,49952	0,49953	0,49955	0,49957	0,49958	0,49960	0,49961	0,49962	0,49964	0,49965
3,4	0,49966	0,49968	0,49969	0,49970	0,49971	0,49972	0,49973	0,49974	0,49975	0,49976
3,5	0,49977	0,49978	0,49978	0,49979	0,49980	0,49981	0,49981	0,49982	0,49983	0,49983
3,6	0,49984	0,49985	0,49985	0,49986	0,49986	0,49987	0,49987	0,49988	0,49988	0,49889
3,7	0,49989	0,49990	0,49990	0,49990	0,49991	0,49991	0,49992	0,49992	0,49992	0,49992
3,8	0,49993	0,49993	0,49993	0,49994	0,49994	0,49994	0,49994	0,49995	0,49995	0,49995
3,9	0,49995	0,49995	0,49996	0,94996	0,49996	0,49996	0,49996	0,49996	0,49997	0,49997

— probabilitatea ca variabila X să aibă valori cuprinse între două valori date x_1 şi x_2:

$$P(x_1<X<x_2)=\Phi(z_2)-\Phi(z_1)=$$

$$=\Phi\left(\frac{x_2-\mu}{\sigma}\right)-\Phi\left(\frac{x_1-\mu}{\sigma}\right), \quad (4.78)$$

iar dacă valorile x_1 şi x_2 sînt simetrice faţă de media aritmetică μ, respectiv $|z_1|=z_2=z$:

$$P(x_1<X<x_2)=2\Phi(z)=$$

$$=2\Phi\left(\frac{x_2-\mu}{\rho}\right)=2\Phi\left(\left|\frac{x_1-\mu}{\sigma}\right|\right); \quad (4.79)$$

— probabilitatea ca variabila X să aibă valori în afara intervalului de la x_1 la x_2:

$$P(X<x_1;\ X>x_2)=1-[\Phi(z_2)-$$

$$-\Phi(z_1)]=1-\left[\Phi\left(\frac{x_2-\mu}{\sigma}\right)-\Phi\left(\frac{x_1-\mu}{\sigma}\right)\right], \quad (4.80)$$

iar dacă x_1 şi x_2 sînt simetrice faţă de μ, respectiv $|z_1|=z_2=z$:

$$P(X<x_1;\ X>x_2)=1-2\Phi(z). \quad (4.81)$$

Distribuţia χ^2 (Hi pătrat) sau legea lui Pearson. Se consideră ν variabile întîmplătoare independente: $x_1, x_2, \ldots, x_\nu$, fiecare variabilă conducîndu-se după legea de distribuţie normală cu $\mu=0$ şi $\sigma^2=1$ şi avînd funcţia densitate de probabilitate

$$\Phi(x)=\frac{1}{\sqrt{2\pi}}e^{-\frac{x^2}{2}}. \quad (4.82)$$

Pentru suma pătratelor acestor variabile, adică pentru

$$\chi^2=x_1^2+x_2^2+\ldots+x_\nu^2$$

sau

$$\chi^2=\sum_{i=1}^{\nu}x_i^2;\ (0\leq\chi^2<\infty),$$

funcţia densitate de probabilitate are forma:

$$\varphi(\chi^2) = \frac{1}{2^{\frac{\nu}{2}}\Gamma\left(\frac{\nu}{2}\right)}(\chi^2)^{\frac{\nu}{2}-1}\cdot e^{-\frac{\chi^2}{2}}; \quad (0 \leq \chi^2 < \infty). \tag{4.83}$$

Parametrul ν are denumirea (dată de R. A. Fischer) de *numărul gradelor de libertate* ale repartiţiei respective.

Funcţia gamma $\Gamma\left(\frac{\nu}{2}\right)$ este definită cu ajutorul integralei introduse de Euler:

$$\Gamma(z) = \int_0^{\infty} e^{-t}\cdot t^{z-1}\,dt. \tag{4.84}$$

Graficul funcţiei densitate de probabilitate pentru diferite valori ale numărului gradelor de libertate este prezentat în figura 4.6. Se poate observa că, pe măsura creşterii numărului gradelor de libertate, distribuţia χ^2 tinde spre distribuţia normală.

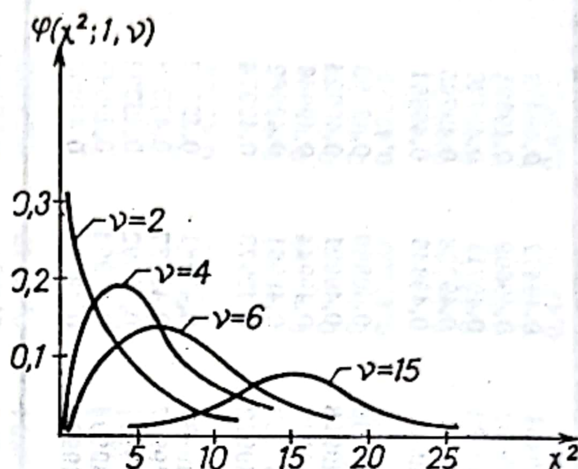


Fig. 4.6. Densitatea de probabilitate pentru distribuţia χ^2 (Hi pătrat-Pearson).

Pentru distribuţia χ^2, funcţia de repartiţie are expresia:

$$F(\chi^2) = \frac{1}{2^{\frac{\nu}{2}}\Gamma\left(\frac{\nu}{2}\right)}\int_0^{\chi_0^2}(\chi^2)^{\frac{\nu}{2}-1}\cdot e^{-\frac{\chi^2}{2}}\cdot d(\chi^2) = P(\chi^2 < \chi_0^2). \tag{4.85}$$

Distribuţia „t" (Student*). Considerîndu-se o variabilă întîmplătoare sub forma:

$$t = \frac{z\sqrt{\nu}}{V},$$

în care z este o variabilă cu distribuţie normală ($\mu = 0$ şi $\sigma^2 = 1$), iar V o variabilă (independentă de z) care urmează o lege cu ν grade de libertate, funcţia densitate de probabilitate are forma:

$$\varphi(t) = \frac{1}{\sqrt{\nu\pi}}\cdot\frac{\Gamma\left(\frac{\nu+1}{2}\right)}{\Gamma\left(\frac{\nu}{2}\right)}\left(1 + \frac{t^2}{\nu}\right)^{-\frac{\nu+1}{2}} \tag{4.86}$$

În figura 4.7 este prezentat, comparativ cu distribuţia normală, graficul funcţiei densitate de probabilitate $\varphi(t)$.

* *Student este pseudonimul matematicianului englez V. S. Gossel.*

Expresia funcţiei de repartiţie este :

$$F(X)=P(X<x)=\int_{-\infty}^{x}\frac{1}{\sqrt{\nu\pi}}\cdot\frac{\Gamma\left(\frac{\nu+1}{2}\right)}{\Gamma\left(\frac{\nu}{2}\right)}\left(1+\frac{t^2}{\nu}\right)^{-\frac{\nu+1}{2}}\cdot dt. \tag{4.87}$$

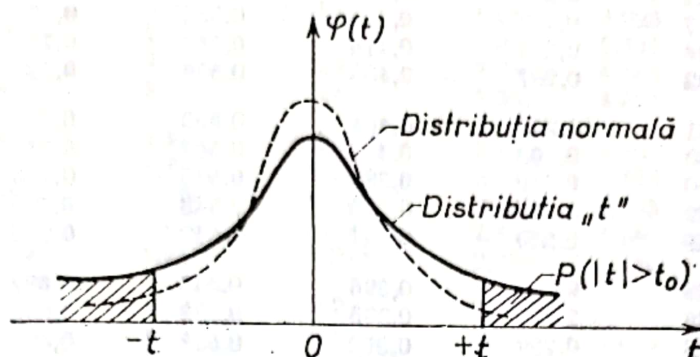


Fig. 4.7. Densitatea de probabilitate pentru distribuţia „t" (Student).

Pentru uşurarea calculelor a fost întocmit un tabel cu valorile $P(|t|>t_0)=\alpha$ (tabelul 4.3), care permit determinarea lui t pentru probabilitatea de depăşire (riscul) α, respectiv pentru nivelul de încredere $1-\alpha$. Interpretarea geometrică a acestor valori este arătată în fig. 4.7 (porţiunile haşurate).

Valoarea medie şi dispersia au valorile :

$$\mu=0,\quad \sigma^2=\frac{\nu}{\nu-2},$$

de unde se vede că, pentru valori mari ale lui ν (practic $\nu>30$), $\sigma^2=1$, adică distribuţia „t" (Student) are aceiaşi parametri caracteristici ca şi distribuţia normală. În consecinţă, pentru ν mare, distribuţia „t" (Student) tinde către distribuţia normală.

4.3. STUDIUL ERORILOR DE MĂSURARE PE CALE STATISTICĂ

4.3.1. STUDIUL ERORILOR DE MĂSURARE ÎNTÎMPLĂTOARE

Precizia metodelor şi a mijloacelor de măsurare este determinată, aproape exclusiv, de erorile de măsurare întîmplătoare. Distribuţia acestor erori se conduce după legea normală a lui Gauss-Laplace.

Legat de valorile unei mărimi măsurate şi de procesul de măsurare, se deosebesc :

— **Valoarea adevărată** X a mărimii măsurate, respectiv valoarea exactă, fără erori, a acesti mărimi (valoarea adevărată nu poate fi determinată experimental, deci nu poate fi cunoscută).

Distribuţia „t" (Student).

	0,90	0,80	0,70	0,60	0,50	0,40
1	0,158	0,325	0,510	0,727	1,000	1,376
2	0,142	0,289	0,445	0,617	0,816	1,061
3	0,137	0,277	0,424	0,584	0,765	0,978
4	0,134	0,271	0,414	0,569	0,741	0,941
5	0,132	0,267	0,408	0,559	0,727	0,920
6	0,131	0,265	0,404	0,553	0,718	0,906
7	0,130	0,263	0,402	0,549	0,711	0,896
8	0,130	0,262	0,399	0,546	0,706	0,889
9	0,129	0,261	0,398	0,543	0,703	0,883
10	0,129	0,260	0,397	0,542	0,700	0,879
11	0,129	0,260	0,396	0,540	0,697	0,876
12	0,128	2,259	0,395	0,539	0,695	0,873
13	0,128	0,259	0,394	0,538	0,694	0,870
14	0,128	0,258	0,393	0,537	0,692	0,868
15	0,128	0,258	0,393	0,536	0,691	0,866
16	0,128	0,258	0,392	0,535	0,690	0,865
17	0,128	0,257	0,392	0,534	0,689	0,863
18	0,127	0,257	0,392	0,534	0,688	0,862
19	0,127	0,257	0,391	0,533	0,688	0,861
20	0,127	0,257	0,391	0,533	0,687	0,860
21	0,127	0,257	0,391	0,532	0,686	0,859
22	0,127	0,256	0,390	0,532	0,686	0,858
23	0,127	0,256	0,390	0,532	0,685	0,858
24	0,127	0,256	0,390	0,531	0,685	0,857
25	0,127	0,256	0,390	0,531	0,684	0,856
26	0,127	0,256	0,390	0,531	0,684	0,856
27	0,127	0,256	0,389	0,531	0,684	0,855
28	0,127	0,256	0,389	0,530	0,683	0,855
29	0,127	0,256	0,389	0,530	0,683	0,854
30	0,127	0,256	0,389	0,530	0,683	0,854
>30	0,12566	0,25335	0,38532	0,53440	0,67449	0,84162

— **Valoarea efectivă** X_e a mărimii măsurate, respectiv valoarea obţinută prin măsurare cu mijloace de măsurare etalon.

— **Valoarea individuală măsurată** a mărimii date, respectiv valoarea obţinută pentru mărimea dată printr-o singură operaţie de măsurare.

— **Valoarea individuală** x_i a mărimii date, respectiv valoarea care rezultă din valoarea individuală măsurată după eliminarea erorilor sistematice.

— **Valoarea medie** (aritmetică) a valorilor individuale x_i ale unui şir de măsurări efectuate asupra aceleiaşi mărimi în aceleaşii condiţii, este, conform relaţiei (4.12);

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^{n} x_i}{n},$$

în care n este numărul valorilor individuale ale şirului.

Scanned with OKEN Scanner

Valorile $P(|t|>t_0)\ \alpha$ **Tabelul 4.3**

0,30	0,20	0,10	0,05	0,2	0,01	0,003	0,001
1,963	3,078	6,314	12,706	31,821	63,657	212,20	636,61
1,386	1,886	2,920	4,303	6,965	9,925	18,22	31,60
1,250	1,638	2,353	3,182	4,541	5,841	8,89	12,94
1,190	1,533	2,132	2,776	3,747	4,604	6,44	8,61
1,156	1,476	2,015	2,571	3,365	4,032	5,38	6,86
1,134	1,440	1,943	2,447	3,143	3,707	4,80	5,96
1,119	1,415	1,895	2,365	2,998	3,499	4,44	5,40
1,108	1,397	1,860	2,306	2,896	3,355	4,20	5,04
1,100	1,383	1,833	2,262	2,821	3,250	4,02	4,78
1,093	1,372	1,812	2,228	2,764	3,169	3,89	4,59
1,088	1,363	1,796	2,201	2,718	3,106		4,49
1,083	1,356	1,782	2,179	2,681	3,055	3,71	4,32
1,079	1,350	1,771	2,160	2,650	3,012		4,22
1,076	1,345	1,761	2,145	2,624	2,977	3,58	4,14
1,074	1,341	1,753	2,131	2,602	2,947		4,07
1,071	1,337	1,746	2,120	2,583	2,921	3,49	4,02
1,069	1,333	1,740	2,110	2,567	2,898		3,96
1,067	1,330	1,734	2,101	2,552	2,878	3,43	3,92
1,066	1,328	1,729	2,093	2,539	2,861		3,88
1,064	1,325	1,725	2,086	2,528	2,845	3,38	3,85
1,063	1,323	1,721	2,080	2,518	2,831		3,82
1,061	1,321	1,717	2,074	2,508	2,819	3,34	3,79
1,060	1,319	1,714	2,069	2,500	2,807		3,77
1,059	1,318	1,711	2,064	2,492	2,797	3,30	3,74
1,058	1,316	1,708	2,060	2,485	2,787		3,72
1,058	1,315	1,706	2,056	2,479	2,779	3,27	3,71
1,057	1,314	1,703	2,052	2,473	2,771		3,69
1,056	1,313	1,701	2,048	2,467	2,763	3,25	3,67
1,055	1,311	1,699	2,045	2,462	2,756		3,66
1,055	1,310	1,697	2,042	2,457	2,750	3,23	3,65
1,03643	1,28155	1,64485	1,95996	2,32634	2,57582		

— **Eroarea adevărată (întîmplătoare) a valorii individuale** este eroarea de măsurare a valorii individuale față de valoarea adevărată a mărimii măsurate:

$$\delta_i = x_i - X. \tag{4.88}$$

— **Eroarea adevărată (întîmplătoare) a valorii medii** se calculează astfel

$$\lambda = \bar{x} - X. \tag{4.89}$$

Întrucît erorile adevărate ale valorilor individuale nu se pot determina, necunoscîndu-se valoarea adevărată a mărimii măsurate, se calculează așa-numitele *erori aparente*, ca diferența dintre valorile individuale și valoarea medie a șirului:

$$v_i = x_i - \bar{x}. \tag{4.90}$$

Scanned with OKEN Scanner

Se poate demonstra uşor că suma algebrică a tuturor erorilor aparente ale aceleiaşi mărimi este egală cu zero :

$$\Sigma v_i = 0. \qquad (4.91)$$

— **Eroarea medie pătratică a valoriilor individuale** dintr-un şir de măsurări efectuate asupra aceleiaşi mărimi şi în aceleaşi condiţii se calculează cu relaţia :

$$s = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n} (x_i - X)^2}{n}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n} \delta_i^2}{n}}. \qquad (4.92)$$

Deoarece valoarea adevărată X nu se cunoaşte, eroarea medie pătratică se calculează cu formula lui Bessel :

$$s = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n} (x_i - \bar{x})^2}{n-1}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n} v_i^2}{n-1}}. \qquad (4.93)$$

— **Eroarea limită δ_{lim} a unei valori individuale** dintr-un şir de măsurări efectuate asupra aceleiaşi mărimi şi în aceleaşi condiţii este eroarea care are o probabilitate practic nulă de a fi depăşită de erorile aparente ale valorilor individuale. Întrucît valorile individuale ale şirului se distribuie normal, ca eroare limită se consideră.

$$\delta_{lim} = 3s. \qquad (4.94)$$

— **Interval de încredere** este intervalul limitat de valorile t_1 şi t_2 pentru un parametru x, dacă, pentru o valoare $1-\alpha$ a probabilităţii, există relaţia :

$$P\,[t_1 \leqslant x \leqslant t_2] = 1 - \alpha. \qquad (4.95)$$

Limitele t_1 (inferioară) şi t_2 (superioară) ale intervalului de încredere se numesc *limite de încredere.*

Valoarea probabilităţii $1-\alpha$, care exprimă probabilitatea justeţii afirmaţiei că intervalul de încredere va cuprinde valoarea parametrului, se numeşte *nivel de încredere.* De exemplu, considerîndu-se (pentru distribuţia normală) limitele intervalului de încredere conform relaţiei (4.94) :

$$t_1 = \bar{x} - 3s \text{ şi } t_2 = \bar{x} + 3s,$$

probabilitatea de depăşire a acestor limite este de numai 0,0027, respectiv 0,27%. În consecinţă, nivelul de încredere va fi :

$$1 - \alpha = 1 - 0{,}0027 = 0{,}9973,$$

adică 99,73% iar relaţia (4.95) devine :

$$P\,[(\bar{x} - 3s) \leqslant x \leqslant (\bar{x} + 3s)] = 0{,}9973 = 99{,}73\%.$$

— **Eroarea medie pătratică a valorii medii** se calculează cu relaţia :

$$S = \frac{s}{\sqrt{n}}, \qquad (4.96)$$

Scanned with OKEN Scanner

care arată că eroarea medie pătratică a valorii medii a şirului de valori (obţinute prin măsurare) este de $\sqrt{n}$ ori mai mică decît eroarea medie pătratică a valorilor individuale ale măsurilor mărimii considerate. Ca urmare, în cazul cînd n este mare (se fac multe măsurări), precizia rezultatului (a valorii medii) creşte.

— **Eroarea medie probabilă a valorii individuale** (numită şi *eroarea mediană*) dintr-un şir de măsurări ale aceleiaşi mărimi, efectuate în aceleaşi condiţii, este eroarea care are probabilităţi egale de a fi sau a nu fi depăşită de către valorile absolute ale erorilor aparente; cu alte cuvinte, eroarea probabilă a valorii individuale este acea eroare pentru care numărul erorilor mai mari ca ea este egal cu numărul erorilor mai mici ca ea atît pentru erorile pozitive, cît şi pentru erorile negative.

În consecinţă, pentru distribuţia normală (în cazul cînd $\mu=0$), în porţiunea pozitivă eroarea probabilă ρ corespunde abscisei care împarte suprafaţa de sub curbă în două părţi egale $A_1=A_2$ şi, în mod similar, în porţiunea negativă eroarea probabilă $-\rho$ corespunde abscisei care împarte aria de sub curbă în două părţi egale $A_1'=A_2'$ ($A_1'=A_1$ şi $A_2'=A_2$). Ca urmare, eroarea medie probabilă a valorii individuale va fi eroarea căreia îi corespunde probabilitatea 0,5, adică, luînd în considerare funcţia lui Laplace:

$$2\Phi(z)=0{,}5 \text{ şi } \Phi(z)=0{,}25.$$

Din tabelul 4.2, pentru $\Phi(z)\approx 0{,}25$, $z\approx 0{,}68\approx \frac{2}{3}$. Deci:

$$\rho=\frac{2}{3}s=\frac{2}{3}\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n}(x_i-\bar{x})^2}{n-1}}. \tag{4.97}$$

— **Eroarea probabilă** K **a valorii medii** se calculează cu relaţia:

$$K=\frac{2}{3}S=\frac{2}{3}\cdot\frac{s}{\sqrt{n}}=\frac{2}{3}\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n}(x_i-\bar{x})^2}{n(n-1)}}. \tag{4.98}$$

— **Eroarea limită** S_{lim} **a valorii medii** a unui şir de valori obţinute prin măsurarea aceleiaşi mărimi şi în aceleaşi condiţii, corespunzătoare unui nivel de încredere $1-\alpha$, se calculează cu relaţia:

$$S_{lim}=t_\alpha\cdot S=t_\alpha\cdot\frac{s}{\sqrt{n}}, \tag{4.99}$$

în care t_α este variabila de distribuţie „t" (Student) pentru nivelul de încredere $1-\alpha$ şi numărul gradelor de libertate $\nu=n-1$ (luată din tabelul 4.3).

Exemplul 4.4. Se consideră o rolă prelucrată cu precizie înaltă, al cărei diametru a fost măsurat cu ajutorul optimetrului vertical (valoarea diviziunii $i=0{,}001$ mm). Constatîndu-se inexistenţa erorilor sistematice şi grosolane, rezultatele celor $n=20$ măsurări au fost înregistrate în coloana a doua a tabelului 4.4.

Tabelul 4.4

Rezultatele măsurării diametrului efectiv al unui role

Nr. crt.	x_i, mm	v_i, mm	v_i^2, mm²	Nr. crt.	x_i, mm	v_i, mm	v_i^2, mm²
1	20,007	+0,001	0,000001	11	20,004	−0,002	0,000004
2	20,009	+0,003	0,000009	12	20,006	0	0
3	20,003	−0,003	0,000009	13	20,007	+0,001	0,000001
4	20,006	0	0	14	20,005	−0,001	0,000001
5	20,005	−0,001	0,000001	15	20,006	0	0
6	20,008	+0,002	0,000004	16	20,007	+0,001	0,000001
7	20,007	+0,001	0,000001	17	20,007	+0,001	0,000001
8	20,005	−0,001	0,000001	18	20,005	−0,001	0,000001
9	20,006	0	0	19	20,008	+0,002	0,000004
10	20,004	−0,002	0,000004	20	20,005	−0,001	0,000001
					$\bar{x}$= 20,006	Σv_i=0	Σv_i^2=0,000044

Prin calcul s-a obținut:

$$\bar{x}=\frac{\sum_{i=1}^{20} x_i}{20}=20{,}006 \text{ mm}.$$

Erorile aparente, calculate conform relației (4.90), au fost trecute în coloana a treia a tabelului 4.4. Suma algebrică a acestor erori este, conform relației (4.91):

$$\sum_{i=1}^{20} v_i=+0{,}012-0{,}012=0.$$

S-au calculat, apoi, pătratele erorilor aparente (trecute în coloana a patra a tabelului 4,4 și s-a determinat suma lor:

$$\sum_{i=1}^{20} v_i^2=0{,}000044 \text{ mm}.$$

Eroarea medie pătratică a șirului de măsurări (care, în același timp, indică și precizia unei singure măsurări) este, conform relației (4.93):

$$s=\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{20} v_i^2}{20-1}}=\sqrt{\frac{0{,}000044}{19}}=0{,}0015 \text{ mm}=1{,}5\ \mu\text{m}.$$

Eroarea limită a valorilor rezultate la măsurare, respectiv eroarea maximă care poate apărea la fiecare măsurare, este conform relației (4.94):

$$\delta_{lim}=3s=3\cdot 0{,}0015=0{,}0045 \text{ mm}=4{,}5\ \mu\text{m}.$$

Eroarea medie pătratică a valorii medii, conform relației (4.96), este:

$$S=\frac{s}{\sqrt{n}}=\frac{0{,}0015}{\sqrt{20}}=0{,}00033 \text{ mm}=0{,}33\ \mu\text{m}.$$

Scanned with OKEN Scanner

Eroarea limită a valorii medii, conform relației (4.99), este:

$$S_{lim}=t_{\alpha}\cdot S=3,4\cdot 0,33\approx 1,1\ \mu m.$$

în care $t_{\alpha}=3,4$ s-a luat din tabelul 4.3 pentru $\nu=20-1=19$ și $1-\alpha=1-0,003$.

În exemplul luat, pentru toate măsurările făcute, în aceleași condiții, cu ajutorul optimetrului vertical valoarea medie va fi cuprinsă în intervalul:

$$\bar{x}\pm S_{lim}=\bar{x}\pm 0,0011\ mm.$$

Eroarea probabilă a valorii individuale, conform relației (4.97):

$$\rho=\frac{2}{3}s=\frac{2}{3}\cdot 1,5=1\ \mu m.$$

Eroarea probabilă a valorii medii, conform relației (4.98):

$$K=\frac{2}{3}S=\frac{2}{3}\cdot 0,33=0,22\ \mu m.$$

În ultimă instanță, rezultatul celor 20 măsurări efectuate este dat sub forma:

$$\bar{x}\pm 0,0011=20,006\pm 0,0011\ mm.$$

4.3.2. DESCOPERIREA ȘI ELIMINAREA ERORILOR GROSOLANE

Erorile de măsurare grosolane au valori mari în comparație cu valorile celorlalte feluri de erori, denaturează în mod evident rezultatele măsurărilor și nu caracterizează procesul de măsurare desfășurat în condiții normale.

Dacă se consideră, conform relației (4.94), ca eroare limită valoarea $\delta_{lim}=3s$, atunci orice eroare aparentă care satisface inegalitatea

$$v>\delta_{lim}=3s \tag{4.100}$$

poate fi socotită eroare grosolană și nu va fi inclusă în calcule. În această situație (și dacă erorile grosolane nu se repetă des din cauza, de exemplu, a unei defecțiuni a mijlocului de măsurare), rezultatul măsurării afectat de eroarea grosolană este eliminat din șir. Astfel, dacă în exemplul tratat, la măsurare s-a obținut valoarea individuală $x=20,013$ mm, eroarea aparentă este:

$$v=x-\bar{x}=20,013-20,006=0,007\ mm=7\ \mu m>\delta_{lim}=4,5\ \mu m.$$

Ca urmare, valoarea individuală $x=20,013$ mm a fost eliminată din șir, iar eroarea aparentă $v=7\ \mu m$ nu a mai fost luată în considerație la calcule.

Un alt criteriu de determinare și eliminare a erorilor grosolane, care ține seama de faptul că precizia de măsurare depinde de numărul de măsurări făcute, constă în următoarele: dacă se notează cu n_e numărul de măsurări care dau erori aparente mai mari decît intervalul $z\sigma$, respectiv dacă

$$|v|>z\sigma, \tag{4.101}$$

atunci raportul

$$\frac{n_e}{n}=1-2\Phi'(z)$$

constituie probabilitatea de a avea valori care satisfac inegalitatea (4.101), respectiv de a avea erori considerate grosolane. Presupunînd că există o singură valoare care depăşeşte intervalul considerat, adică $n_e=1$, atunci:

$$\frac{1}{n}=1-2\Phi(z),$$

şi

$$\Phi(z)=\frac{n-1}{2n}. \tag{4.102}$$

Cu acest raport din tabelul 4.2 se găseşte valoarea z şi se calculează, apoi, produsul $z\sigma$ (σ a fost calculat mai înainte). În ultimă instanţă, erorile aparente mai mari (în valoare absolută) ca $z\sigma$ vor fi considerate erori grosolane şi vor fi eliminate.

Se poate considera (după criteriul, mai sever, al lui Chauvenet) $n_e=\frac{1}{2}$. În acest caz

$$\Phi(z)=\frac{2n-1}{n}. \tag{4.103}$$

Determinîndu-se z şi σ, orice eroare aparentă mai mare ca $z\sigma$ va fi considerată şi eliminată ca eroare grosolană.

4.3.3. EROAREA LIMITĂ TOTALĂ A METODEI DE MĂSURARE

În practica metrologică (la certificarea unor mijloace de măsurare în scopuri de cercetare, la măsurarea de înaltă precizie în construcţiile de maşini şi mecanica de precizie etc.), se impune, de multe ori, determinarea erorii limită totale a metodei de măsurare. Aceasta exprimă, valoric, precizia care se poate obţine la măsurarea unei anumite dimensiuni, cu un anumit mijloc de măsurare, în anumite condiţii specifice şi exterioare şi după anumite reguli. În această situaţie, trebuie stabilite toate sursele de erori şi determinate erorile limită corespunzătoare (eroarea limită de indicaţie a mijlocului de măsurare, eroarea de reglare a mijlocului de măsurare, eroarea datorită variaţiei temperaturii în timpul măsurării, eroarea de citire, eroarea de aşezare a piesei măsurate etc.). Unele dintre aceste erori se determină pe cale experimentală (de exemplu, eroarea de indicaţie a mijlocului de măsurare), iar altele pe cale analitică (de exemplu, eroarea limită datorită variaţiei de temperatură).

Deoarece erorile limită componente pot fi considerate întîmplătoare, conform relaţiei (4.43), se poate scrie:

$$s_{lim.tot}=\sqrt{s_1^2+s_2^2+\ldots+s_n^2}, \tag{4.104}$$

în care: $s_{lim.tot}$ este eroarea medie pătratică a erorii limită totale;

$s_1, s_2, \ldots, s_n$ — erorile medii pătratice ale erorilor componente.

Dar eroarea limită totală $\delta_{lim.tot}=3s_{lim.tot}$, iar erorile limită componente $\delta_{lim1}=3s_{lim1}$, $\delta_{lim2}=3s_{lim2}$ etc. În consecinţă:

$$\delta_{lim.tot}=\sqrt{\delta_{lim_1}^2+\delta_{lim_2}^2+\ldots+\delta_{lim_n}^2}. \tag{4.105}$$

4.4. STUDIUL ERORILOR DE PRELUCRARE PE CALE STATISTICĂ

4.4.1. CLASIFICAREA ERORILOR DE PRELUCRARE

Dimensiunile şi forma pieselor prelucrate nu pot fi obţinute cu o precizie absolută, deoarece prelucrarea este însoţită, în mod obiectiv, de erori. Acestea se datoresc, în general, imperfecţiunii mijloacelor de prelucrare (maşini-unelte, scule aşchietoare etc.), a mijloacelor de măsurare şi insuficientei calificări sau imperfecţiunii organelor senzoriale ale celor care lucrează.

Ca şi erorile de măsurare, erorile de prelucrare se clasifică în trei mari grupe: erori sistematice, erori întîmplătoare şi erori grosolane.

Erori sistematice sînt erorile ale căror cauze pot fi cunoscute sau determinate şi ale căror valori, stabilite în fiecare caz în parte, sînt constante sau variabile după o anumită lege. Aceste erori sînt de mai multe feluri.

a) *constante*, cînd intervin cu aceeaşi valoare, indiferent de valoarea dimensiunii obţinute prin prelucrare, de exemplu, eroarea la diametrul unui anumit alezor pentru finisarea alezajelor, eroarea datorată montării greşite a unor mecanisme pe maşinile-unelte utilizate etc.;

b) *variabile într-un sens*, de exemplu, erorile cauzate de uzura sculei cînd cu o singură reglare a acesteia se prelucrează un lot de piese, erorile datorate deformaţiilor termice ale unor organe ale maşinii-unelte în prima perioadă de funcţionare după o pauză mai lungă etc.;

c) *variabile periodic*, cînd într-un sens, cînd în altul, de exemplu, erorile cauzate de variaţia pasului la roţile dinţate etc.

În general, la prelucrarea cu precizie înaltă (cu toleranţe mici) a pieselor, se pot lua măsuri fie pentru eliminarea (mai rar) a cauzelor erorilor sistematice, fie pentru diminuarea sau compensarea erorilor. De exemplu, uzura sculei nu poate fi redusă la zero, dar acţiunea ei poate fi compensată printr-o reglare corespunzătoare a sculei în raport cu tendinţa de mărire sau micşorare a dimensiunilor pieselor sau prin reglarea mai frecventă a sculei la dimensiune.

Erori întîmplătoare sînt erorile care, ca valoare şi ca semn, variază la întîmplare, nu pot fi stabilite în prealabil şi cauzele lor sînt indeterminabile sau greu de determinat. Cauzele erorilor întîmplătoare pot fi: deformaţiile elastice neuniforme în timp ale organelor şi mecanismelor maşinilor-unelte, deformaţiile sculelor aşchietoare şi ale pieselor care se prelucrează, variaţia forţelor de aşchiere, neomogenitatea şi variaţia caracteristicilor fizico-mecanice ale materialului prelucrat, calitatea variabilă a ungerii şi răcirii etc.

Erorile întîmplătoare nu pot fi înlăturate, pentru că nu pot fi înlăturate cauzele lor, dar cu ajutorul statisticii matematice poate fi studiată influenţa lor asupra preciziei de prelucrare.

Erori grosolane sau *greşeli* sînt erorile care intervin cu valori exagerate, denaturînd, în mod evident, rezultatul prelucrării şi care apar foarte rar. Ele se datoresc fie neatenţiei sau stării necorespunzătoare a celui care lucrează, fie apariţiei unei defecţiuni în mijloacele de lucru, fie schimbării bruşte a condiţiilor de prelucrare. De regulă, eroarea grosolană nu se ia în consideraţie la studierea şi interpretarea rezultatelor prelucrării.

Cele trei grupe de erori pot fi ilustrate prin următoarul exemplu: s-a prelucrat, prin strunjire fină, un lot de arbori cu diametrul prescris de $20^{0}_{-0,013}$ mm; la prelucrarea fiecăre

piese, cuţitul de strung a fost reglat la diametrul mediu prescris de 19,993 mm. Măsurînd diametrul pieselor în ordinea obţinerii lor, se va constata că valorile obţinute variază într-un sens sau altul, fără a se putea prevedea dacă diametrul unei anumite piese va fi mai mare sau mai mic decît diametrul piesei prelucrate anterior. Această variaţie se datoreşte tocmai existenţei erorilor întîmplătoare. Continuînd prelucrarea şi măsurarea pieselor, se va mai observa că, pe lingă variaţia întîmplătoare, diametrele au o tendinţă generală de creştere, explicată prin uzura (necompensată) a sculei, care introduce astfel o eroare sistematică. Măsurînd uzura cuţitului în perioada de la prelucrarea primei la prelucrarea ultimei piese din lot, se poate uşor determina valoarea erorii sistematice. Se presupune, mai departe, că, dintre toţi arborii prelucraţi, doar doi au pentru diametru valorile de 20,054 mm şi respectiv 19,910 mm, depărtate cu mult de restul valorilor (acestea fiind cuprinse între limitele prescrise); este sigur că cele două valori s-au obţinut din cauza neatenţiei la reglarea sculei, erorile respective făcînd parte, evident din grupa erorilor grosolane.

La prelucrarea, mai ales cu precizie înaltă, a pieselor şi la studiul statistic al rezultatelor prelucrării este necesar să se stabilească sursele de erori şi caracterul erorilor şi să se aplice măsuri corespunzătoare pentru eliminarea sau compensarea lor. În acest sens se recomandă:

— în cazul apariţiei unei valori exagerate care arată, în mod evident, existenţa unei erori grosolane, valoarea respectivă să nu fie luată în consideraţie în studiu, iar prelucrarea şi măsurarea să se execute din nou cu mai multă atenţie; apariţia repetată şi succesivă a erorilor grosolane înseamnă, de cele mai multe ori, defectarea mijloacelor de lucru sau de control, ceea ce impune verificare şi repararea lor;

— dacă se cunosc cauzele care dau erori sistematice, iar prin intermediul unor relaţii de calcul, al unor diagrame sau experimental, se pot determina valorile acestor erori, la rezultatele prelucrării şi măsurării se adaugă corecţiile, care sînt egale în valoare absolută cu erorile, dar au semn contrar. De obicei, se calculează eroarea sistematică totală, însumînd algebric erorile sistematice componente conform relaţiei (3.7):

$$\Delta_{sist.tot} = \Delta_{sist.1} + \Delta_{sist.2} + \ldots + \Delta_{sist.n}$$

Erorile sistematice apărute exclusiv în procesul de măsurare (eroarea sistematică a metodei de măsurare, eroarea de indicaţie a mijloacelui de măsurare, eroarea sistematică de aşezare a piesei la măsurare etc.), vor fi considerate erori sistematice componente ale erorii sistematice totale de prelucrare.

Corecţia totală, adăugată o singură dată la rezultatul prelucrării şi măsurării, va fi, conform relaţiei (3.8)

$$\varepsilon = -\Delta_{sist.tot}.$$

4.4.2. STUDIUL ERORILOR DE PRELUCRARE PRIN METODA STATISTICII EMPIRICE

Metoda statisticii empirice, relativ simplă şi uşor de aplicat, constă în sistematizarea rezultatelor măsurărilor unui număr de 200—500 piese prelucrate în aceleaşi condiţii, prelucrarea şi reprezentarea grafică a acestora rezultate şi, în ultimă instanţă, compararea lor cu prescripţiile din desenul de execuţie al piesei sau din standardele corespunzătoare. Pentru exemplificare, se va considera un caz concret.

Scanned with OKEN Scanner

Trebuie să se prelucreze o serie de role cu diametrul prescris de $20^{\ 0}_{-0{,}033}$ mm. La început s-a prelucrat numai un lot de 300 piese, ca, pe urmă, pe baza concluziilor trase, să se ia, eventual, măsurile corespunzătoare impuse și să se continue prelucrarea. Măsurarea diametrelor s-a efectuat cu ajutorul unui pasametru, cu valoarea diviziunii de 0,002 mm.

În prima etapă, valorile diametrelor se înregistrează în ordinea în care au fost obținute la măsurare. Pe baza valorilor limită găsite, șirul dă o singură informație și anume despre intervalul real de variație a diametrelor celor 300 piese. Se impune o a doua etapă : ordonarea valorilor după rang, în ordine crescătoare sau descrescătoare, fiecare valoare diferită fiind scrisă o singură dată, iar, în dreptul ei, trecîndu-se numărul de cîte ori se repetă (frecvența absolută), ca în tabelul 4.5. Această ordonare (în șir statistic) furnizează mai multe informații : mărimea intervalului real de variație a diametrului, numărul de piese cu diametrele efective în afara toleranței prescrise (mai mici decît d_{min} și mai mari decît d_{max}) și o imagine aproximativă a distribuției diametrelor efective între cele două limite. Pentru a obține o imagine completă asupra procesului de prelucrare, se trece la a treia etapă, care constă în următoarele (tab. 4.6) : intervalul de variație se extinde sau se micșorează (dacă este

Tabelul 4.5

Ordonarea valorilor în șir statistic

Valoarea efectivă a diametrului	Frecvența	Valoarea efectivă a diametrului	Frecvența
19,964	2	19,986	38
19,966	0	19,988	32
19,968	3	19,990	25
19,970	5	19,992	18
19,972	4	19,994	10
19,974	9	19,996	6
19,976	13	19,998	4
19,978	21	20,000	2
19,980	28	20,002	1
19,982	34	20,004	1
19,984	44		
			$\Sigma=300$

Tabelul 4.6

Tabelul frecvențelor (distribuția de frecvențe)

Nr. crt.	Limitele claselor		Media clasei x'_i	Frecvența absolută a clasei n_i	Frecvența relativă a clasei f_i %
	inferioară	superioară			
1	19,964	19,968	19,966	5	1,7
2	19,970	19,974	19,972	18	6,0
3	19,976	19,980	19,978	62	20,0
4	19,982	19,986	19,984	116	39,2
5	19,988	19,992	19,990	75	25,0
6	19,994	19,998	19,996	20	6,7
7	20,000	20,004	20,002	4	1,4
				$\Sigma n_i=300$	$\Sigma f_i=100$

nevoie) fie numai într-o parte, fie în ambele părţi, astfel ca noul interval (diferit de primul cu nu mai mult de 5%) să poată fi împărţit într-un număr convenabil de intervale mai mici, numite *clase*, egale între ele (coloanele a 2-a şi a 3-a din tabelul 4.6) ; în dreptul fiecărei clase se trece media aritmetică (coloana a 4-a), calculată pe baza limitelor clasei, iar în coloana a 5-a se scrie frecvenţa absolută, adică numărul de piese cu diametrul efectiv cuprins în clasa respectivă ; în ultima coloană se trece frecvenţa relativă în procente, calculată prin împărţirea frecvenţei absolute a fiecărei clase la numărul total de valori şi înmulţind cu 100 (frecvenţa relativă, care reprezintă, de fapt, probabilitatea ca diametrul să ia valori cuprinse într-o anumită sau în anumite clase, dă o imagine sugestivă a distribuţiei diametrelor).

La întocmirea tabelului 4.6 trebuie să se ţină seama de următoarele recomandări :

— numărul de clase să nu fie mai mare de 15 (pentru a nu complica calculele) şi nici mai mic de 5 (la un număr de clase mai mic de 5 rezultatele nu sînt suficient de convingătoare) ;

— limita inferioară a unei clase să fie diferită de limita superioară a clasei precedente (diferenţa dintre cele două limite se ia, în general, egală cu valoarea diviziunii mijlocului de măsurare folosit), pentru a uşura plasarea valorilor pe intervalele.

Tabelul 4.6 se numeşte *tabelul frecvenţelor* sau *distribuţia de frecvenţe.*

Distribuţia de frecvenţe poate fi reprezentată grafic sub formă de histogramă, poligon de frecvenţe sau curbă empirică de distribuţie.

Histograma (fig. 4.8) se obţine prin construirea unor dreptunghiuri care au ca bază, pe axa absciselor, amplitudinea claselor în ordinea din tabel (la o scară convenabilă), iar ca înălţime pe axa ordonatelor, frecvenţa absolută n_i a fiecărei clase (amplitudinea clasei a este egală cu diferenţa dintre limita inferioară sau superioară a unei clase şi limita inferioară, respectiv superioară a clasei precedente). Pe axa absciselor, clasele au limite comune : limita comună a două clase consecutive se calculează ca media aritmetică dintre limita superioară a unei clase şi limita inferioară a clasei următoare, adică :

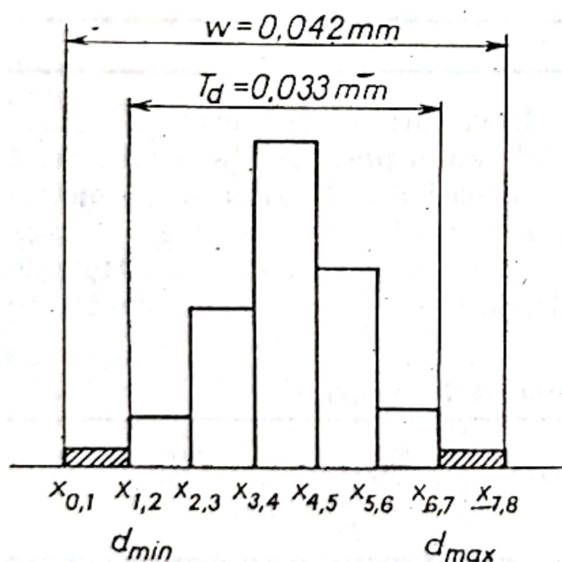


Fig. 4.8. Histograma de distribuţie.

$$x_{i,(i+1)} = \frac{x_{i\,sup} + x_{(i+1)\,inf}}{2},$$

în care : $x_{i\,sup}$ este limita superioară a unei clase ;

$x_{(i+1)\,inf}$ — limita inferioară a clasei următoare.

Cu ajutorul histogramei se poate calcula uşor frecvenţa relativă, respectiv probabilitatea apariţiei valorilor într-un anumit interval, împărţind suprafaţa porţiunii respective din histogramă la suprafaţa totală a histogramei.

Poligonul de frecvenţe (fig. 4.9) se construieşte prin unirea cu linii drepte a punctelor de coordonate (x'_1, n_1), (x'_2, n_2) ... (x'_k, n_k). Pentru ca poligonul să fie închis, se iau în considerare şi punctele (x'_0, n_0) şi (x'_{k+1}, n_{k+1}), care nu sînt

trecute în tabelul frecvențelor, întrucît frecvențele absolute ale lor sînt egale cu zero (sau considerate egale cu zero).

Curba empirică de distribuție (fig. 4.10) se obține trasînd o linie curbă prin punctele de coordonate $(x'_0, n_0), (x'_1, n_1), (x'_2, n_2), \ldots, (x'_k, n_k), (x'_{k+1}, n_{k+1})$. Pentru ca această curbă să caracterizeze întregul proces de prelucrare și nu numai prelucrarea celor 300 piese, se recomandă ca ea să fie trasată nu chiar

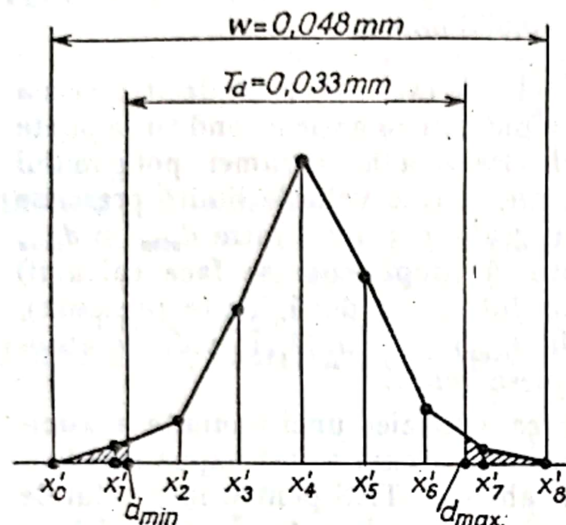


Fig. 4.9. Poligon de frecvențe.

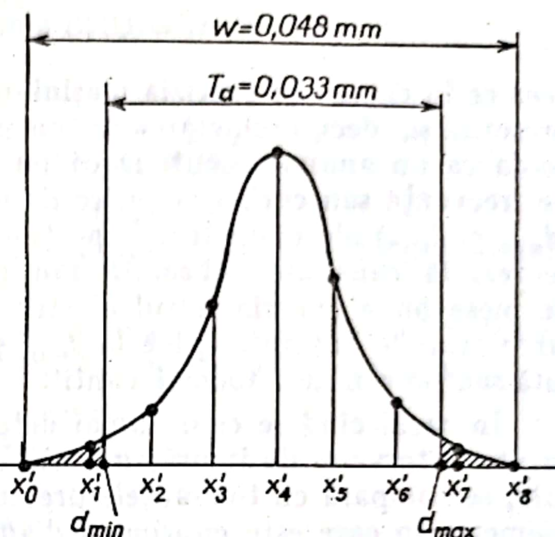


Fig. 4.10. Curbă empirică de distribuție.

prin punctele respective, ci așa ca în fig. 4.10, ceea ce o apropie de curba de distribuție normală (evident, dacă rezultatele prelucrării și măsurării pieselor sînt afectate numai de erori întîmplătoare).

Datele din tabelul frecvențelor și graficele se interpretează în felul următor:

Dacă, în tabel, frecvențele absolute cresc de la valorile periferice, respectiv de la clasele periferice spre valorile, respectiv spre clasele din mijlocul intervalului, situație ilustrată în grafice prin existența unui maxim în zona de mijloc (fig. 4.8—4.10), se poate trage concluzia că diametrele rezultate sînt afectate numai de erori întîmplătoare și distribuția lor între cele două limite poate fi asimilată cu distribuția normală (reprezentată aproximativ prin curba empirică de distribuție din fig. 4.10). În cazul cînd numărul de piese prelucrate pe aceeași mașină-unealtă și în aceleași condiții ar fi din ce în ce mai mare, curba empirică de distribuție s-ar apropia din ce în ce mai mult de curba teoretică de distribuție normală.

Intervalul de variație a dimensiunilor, respectiv intervalul de împrăștiere W este caracteristic fiecărei mașini-unelte și, din această cauză, se poate numi și *toleranța mașinii-unelte*. Mărimea acestei toleranțe, care depinde de starea (gradul de uzură) mașinii-unelte și, în anumită măsură, de diametrul (dimensiunea) piesei prelucrate, se determină fie făcînd diferența dintre cele două limite ale intervalului de variație (din tabel, diferența dintre limita superioară a ultimei clase și limita inferioară a primei clase), fie, mai bine, făcînd diferența dintre valorile limită ale poligonului de frecvență sau ale curbei empirice de distribuție.

În exemplul luat (fig. 4.9 sau 4.10):

$$W = x'_8 - x'_0 = 20{,}008 - 19{,}960 = 0{,}048 \text{ mm},$$

în care: x'_8 este media clasei cu numărul de ordine 8, necuprinsă în tabel, a cărei frecvenţă absolută este zero;

x'_0 — media clasei cu numărul de ordine 0, necuprinsă în tabel, a cărei frecvenţă absolută este zero.

Comparînd toleranţa (intervalul de împrăştiere) W a maşinii-unelte cu toleranţa prescrisă în cazul dat, se constată că:

$$W = 0{,}048 \text{ mm} > T_d = 0{,}033 \text{ mm},$$

ceea ce înseamnă că precizia maşinii-unelte folosite este mai mică decît precizia prescrisă şi, deci, prelucrarea în continuare a pieselor în aceleaşi condiţii se poate solda ca un anumit rebut. Dacă pe axa absciselor a histogramei, poligonului de frecvenţe sau curbei empirice de distribuţie se trec valorile limită prescrise (d_{max} şi d_{min}) ale diametrului, porţiunea din grafic cuprinsă între d_{min} şi d_{max} reprezintă cantitatea absolută sau procentuală (după cum se face calculul) de piese bune (cu diametrul efectiv cuprins între cele două limite prescrise), iar porţiunile haşurate (pînă la d_{min} şi de la d_{max}) reprezintă, în valoare absolută sau procentual, tocmai cantitatea de piese rebut.

În cazul cînd se cere numai determinarea preciziei unei anumite maşini-unelte, intervalul de împrăştiere W, determinat aşa cum a fost expus mai înainte, se compară cu toleranţele prescrise în tabelele STAS pentru intervalul de diametre în care este cuprins şi diametrul pieselor prelucrate. În acest fel, se stabileşte că maşina-unealtă dată poate prelucra piese cu o precizie corespunzătoare unei anumite trepte de precizie standardizate.

Metoda statistică empirică se aplică, în mod obligatoriu, şi la determinarea stabilităţii statice a proceselor tehnologice în cadrul analizei care precede aplicarea controlului statistic (v. cap. 14).

4.4.3. STUDIUL ERORILOR DE PRELUCRARE CU AJUTORUL STATISTICII MATEMATICE

După cum s-a arătat, la prelucrarea unui număr mare de piese de acelaşi fel (în producţia de serie şi de masă), pe aceiaşi maşină-unealtă şi în aceleaşi condiţii, valorile dimensiunii date sau erorile care afectează aceste valori au o distribuţie foarte apropiată de distribuţia normală. Ca urmare, la determinarea preciziei maşinilor-unelte sau la analiza proceselor tehnologice premergătoare aplicării controlului statistic, studiul erorilor de prelucrare cu ajutorul statisticii matematice constă în calcularea parametrilor caracteristici $\bar{x}$ (valoarea medie aritmetică) şi s (abaterea medie pătratică corectată) ai probei (proba fiind constituită din cele 200—500 piese prelucrate şi măsurate în condiţiile menţionate), trasarea curbei normale de distribuţie, compararea rezultatelor obţinute cu toleranţa prescrisă şi stabilirea concluziilor (eventual şi a măsurilor ce se impun) legate de desfăşurarea operaţiei în cauză.

Valoarea medie aritmetică a probei se calculează cu relaţia (4.14):

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^{m} x'_i n_i}{n}$$

sau, în cazul claselor de amplitudini egale, cu relaţia (4.15):

$$\bar{x}=C+a\frac{\sum_{i=1}^{m}\left(\frac{x_i'-C}{a}\right)n_i}{n}.$$

Abaterea medie pătratică corectată a probei, în cazul claselor de amplitudini egale, se calculează pe baza relaţiei (4.29):

$$s=a\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{m}\left(\frac{x_i'-C}{a}\right)^2 n_i}{n-1}-\frac{n}{n-1}\left(\frac{\bar{x}-C}{a}\right)^2},$$

în care: C este media clasei cu cea mai mare frecvenţă;
a — amplitudinea clasei (diferenţa dintre limitele de acelaşi fel a două clase consecutive).

Întrucît termenul al doilea de sub radical se neglijează (ca avînd valoare foarte mică), abaterea medie pătratică corectată se va calcula cu relaţia:

$$s=a\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{m}\left(\frac{x_i'-C}{a}\right)^2 n_i}{n-1}} \qquad (4.106)$$

Pentru simplificarea calculelor, se poate lucra numai cu abaterile de la o anumită valoare, de exemplu, de la valoarea nominală prescrisă. În acest caz, valoarea medie aritmetică este:

$$\bar{x}=N+C+a\frac{\sum_{i=1}^{m}\left(\frac{x_i''-C}{a}\right)n_i}{n}. \qquad (4.107)$$

în care: N este valoarea nominală a dimensiunii măsurate;
x_i'' sînt valorile medii ale celor m clase de abateri, luate faţă de valoarea nominală N.

Abaterea medie pătratică se calculează cu aceeaşi relaţie (4.106), dar, în locul valorii x_i', se vor lua valorile x_i''.

Analizînd situaţia ilustrată prin exemplul din pct. 4.4.2, pe baza datelor din tabelele 4.5 şi 4.6, se întocmeşte tabelul 4.7, în care: în prima coloană se trece numărul de ordine al claselor, în coloana a doua (cu două subcoloane) se scriu limitele claselor cu abateri (în μm) faţă de valoarea nominală a diametrului, în coloana a treia se scriu mediile claselor, iar în coloana a patra se trec frecvenţele absolute ale claselor. Tabelul mai poate cuprinde cîteva coloane cu calcule parţiale ajutătoare.

S-au luat: $N=20{,}000$ mm, $C=x_4''=-16$ μm — media clasei cu cea mai mare frecvenţă ($n_4=116$) şi $a=6$ μm (diferenţa dintre două limite inferioare, respectiv superioare a două clase consecutive).

Valoarea medie aritmetică, conform relaţiei (4.107), va fi:

$$\bar{x}=N+C+a\frac{\sum_{i=1}^{7}\left(\frac{x''-C}{a}\right)n_i}{n}=20{,}000-0{,}016+\frac{0{,}014}{300}\approx 19{,}984 \text{ mm}.$$

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 4.7

Determinarea lui $\bar{x}$ şi s

Nr. crt.	Limitele claselor în µm		Media clasei x_i'' µm	Frecvenţa absolută a clasei n_i	$\left(\frac{x_i-C}{a}\right)n_i$	$\left(\frac{x_i''-C}{a}\right)^2 n_i$
	inferioară	superioară				
1	2	3	4	5	6	7
1	−36	−32	−34	5	−15	45
2	−30	−26	−28	18	−36	72
3	−24	−20	−22	62	−62	62
4	−18	−14	−16	116	0	0
5	−12	− 8	−10	75	+75	75
6	− 6	− 2	− 4	20	+40	80
7	0	+ 4	+ 2	4	+12	36
$N=20{,}000$ mm $C=-16$ µm $a=$ 6 µm				$n=\sum_{i=1}^{7} n_i=300$	$\sum_{i=1}^{7}\left(\frac{x_i'-C}{a}\right)n_i=14$	$\sum_{i=1}^{7}\left(\frac{x_i''-C}{a}\right)^2\cdot n_i=370$

Abaterea medie pătratică, conform relaţiei (4.106), va fi:

$$s=a\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{7}\left(\frac{x_i''-C}{a}\right)^2 n_i}{n-1}}=6\sqrt{\frac{370}{299}}\approx 7\ \mu\text{m}=0{,}007\ \text{mm}.$$

Pentru construcţia curbei normale de distribuţie, pe axa absciselor (fig. 4.11) se fixează valoarea lui $\bar{x}$, apoi, la o scară convenabilă, se fixează şi valorile limită (capetele practic reale ale curbei), care vor fi:

$$\bar{x}-3s=19{,}984-3\cdot 0{,}007=19{,}963\ \text{mm}.$$

$$\bar{x}+3s=19{,}984+3\cdot 0{,}007=20{,}005\ \text{mm}.$$

Deoarece valoarea medie $\bar{x}$ corespunde axei de simetrie a curbei normale de distribuţie, înseamnă că ea va indica întotdeauna poziţia reală a curbei, poziţie care, practic, depinde direct şi exclusiv de modul cum s-a făcut reglarea sculei la dimensiune. Din cauza erorilor întîmplătoare (făcînd abstracţie, deocamdată, de erorile sistematice), diferitele valori ale dimensiunii se vor distribui în jurul valorii la care s-a reglat scula. Prin urmare, reglarea se consideră bună atunci cînd, în general, $\bar{x}$ este egal sau apropiat de valoarea medie prescrisă a dimensiunii sau, în cazuri speciale (cînd intervin şi erorile sistematice), de o

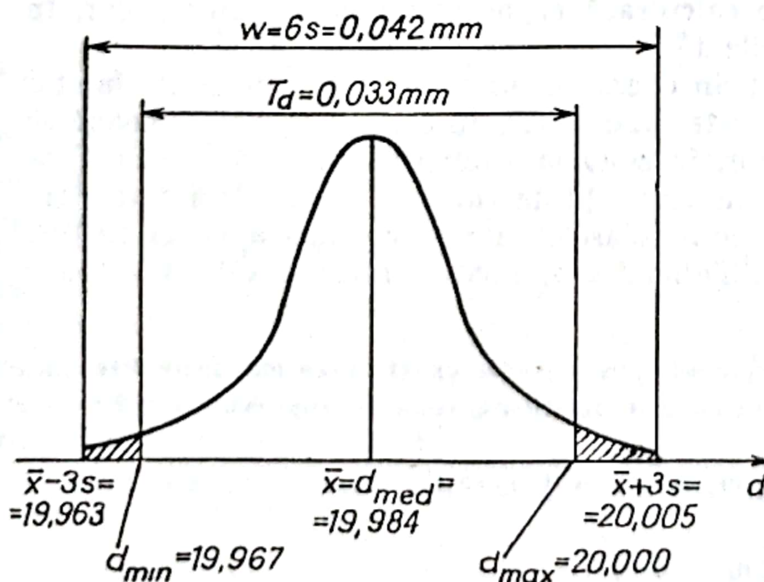


Fig. 4.11. Distribuţia normală a valorilor unei dimensiuni.

Scanned with OKEN Scanner

anumită valoare stabilită în prealabil. În exemplul tratat, $\bar{x}=19,984$ mm $\approx$ $\approx d_{med}$. De remarcat că aprecierea definitivă asupra reglării se poate face numai în legătură cu precizia de prelucrare obținută, respectiv cu domeniul $6s$. Valoarea $6s$ reprezintă intervalul real de împrăștiere a valorilor dimensiunii, dat de mașina-unealtă la care s-a executat prelucrarea. Cu alte cuvinte, $6s$ este toleranța de prelucrare a mașinii-unelte și, deci, reprezintă precizia de prelucrare pe care aceasta o poate asigura. În general, se recomandă ca intervalul $6s$ să fie mai mic sau cel mult egal cu toleranța prescrisă (reglarea sculei făcîndu-se astfel, ca $\bar{x}$ să fie egal sau foarte apropiat de valoarea medie prescrisă a dimensiunii) pentru a se evita apariția pieselor rebut (cu $d_{ef}>d_{max}$ sau $d_{ef}<d_{min}$). În cazul cînd $6s$ este mai mare ca toleranța prescrisă, se recomandă trecerea prelucrării pe o mașină-unealtă mai precisă sau, dacă acest lucru nu este posibil, reglarea sculei să se facă astfel ca rebutul, care ar apare în mod obectiv să fie recuperabil ($d_{ef}>d_{max}$ — la arbori sau $D_{ef}<D_{min}$ — la alezaje).

În exemplul considerat, reglarea s-a făcut la diametrul mediu prescris, dar, întrucît $6s=6\cdot0,007=0,042$ mm $>T_d=0,033$ mm, precizia mașinii-unelte este mai mică decît precizia prescrisă și, din prelucrare, va rezulta atît o cantitate de piese cu diametrul mai mic decît d_{min} (rebut definitiv — porțiunea hașurată în partea stîngă a curbei în fig. 4.11), cît și o cantitate de piese cu diametrul mai mare decît d_{max} (rebut recuperabil — porțiunea hașurată în partea dreaptă a curbei în fig. 4.11). Presupunînd că prelucrarea trebuie să continue pe aceeași mașină-unealtă, reglarea va trebui făcută la o dimensiune mai mare decît d_{med} cu valoarea $\frac{6s-T_d}{2}=$ $=\frac{0,042-0,033}{2}\approx0,005$ mm. În acest caz, rebutul va fi numai recuperabil, ceea ce, însă, înseamnă măsurarea tuturor pieselor bucată cu bucată, depistarea celor cu diametrul mai mare decît d_{max} și prelucrarea suplimentară a lor.

4.4.4. DISTRIBUȚII AFECTATE DE ERORI SISTEMATICE

De foarte multe ori, în producția de serie și de masă, dimensiunile pieselor, rezultate în urma prelucrării pe mașini-unelte, sînt afectate, în mod obiectiv, de erori sistematice. Una dintre cele mai importante cauze ale erorilor sistematice este uzura sculelor așchietoare, care, la prelucrarea continuă a unui număr mare de piese de același fel, pe aceeași mașină-unealtă, cu același reglaj la dimensiune și într-o perioadă de timp relativ mare (egală, de obicei, cu perioada dintre două reascuțiri ale sculei), imprimă dimensiunilor fie o tendință de mărire (la prelucrarea suprafețelor exterioare), fie o tendință de micșorare a lor (la prelucrarea dimensiunilor interioare). Explicația este simplă și constă în aceea că, pe măsură ce partea activă a sculei se uzează, adîncimea de așchiere se micșorează. Întrucît uzura sculelor nu poate fi eliminată, ci, în cel mai bun caz, micșorată (prin folosirea, de exemplu, a sculelor armate cu plăcuțe din carburi metalice), la reglarea sculei la dimensiune trebuie să se țină seama de corelația dintre toleranța prescrisă și intervalul de împrăștiere a dimensiunilor, acesta din urmă fiind determinat de influența comună a erorilor întîmplătoare și sistematice.

Pentru a ilustra cele susținute, se va considera, de exemplu, prelucrarea de finisare pe strung a unui număr mare de role (cu o productivitate de 400 buc./h), timp de 6h continuu, cu același

cuțit, cu același regim de așchiere și cu același reglaj (efectuat la începutul prelucrării). Dacă, după fiecare jumătate de oră (timp în care, se presupune, valorile diametrului rolelor sînt afectate numai de erori întîmplătoare), piesele prelucrate în această perioadă de timp vor fi măsurate, după prelucrarea statistică a datelor se va constata că fiecare curbă de distribuție va avea o poziție diferită față de celelalte (poziție determinată de valoarea lui $\bar{x}$), dar același interval de împrăștiere (toleranța strungului respectiv) $w=6s$ (fig. 4.12). Decalarea lui $\bar{x}$ de la o curbă la alta ($\bar{x}_1<\bar{x}_2< \ldots <\bar{x}_6$) este determinată tocmai de uzura cuțitului, care, în cazul dat, a provocat tendința generală de mărire a diametrului, indiferent de variația întîmplătoare a acestuia.

Dacă, însă, se va măsura diametrul tuturor celor 2 400 piese prelucrate în cele 6h (evident, în condițiile arătate mai înainte) și, pe baza valorilor obținute prin măsurare, se va construi curba empirică de distribuție (curba R — fig. 4.12), aceasta va avea o formă aplatisată, evident diferită de curba normală de distribuție, ceea ce arată, în mod sigur, existența erorii (sau erorilor) sistematice.

În această situație, intervalul de împrăștiere al valorilor diametrului tuturor rolelor (2 400 buc.) prelucrate cu aceeași reglare va fi (fig. 4.12):

$$W=w+\Delta_{sist}, \quad (4.108)$$

în care: $w=6s$ este intervalul de împrăștiere al valorilor diametrelor (toleranța mașinii-unelte) în cazul cînd prelucrarea nu este afectată de erori sistematice;

Δ_{sist} — eroarea sistematică (în cazul dat, uzura sculei așchietoare), care influențează rezultatele prelucrării.

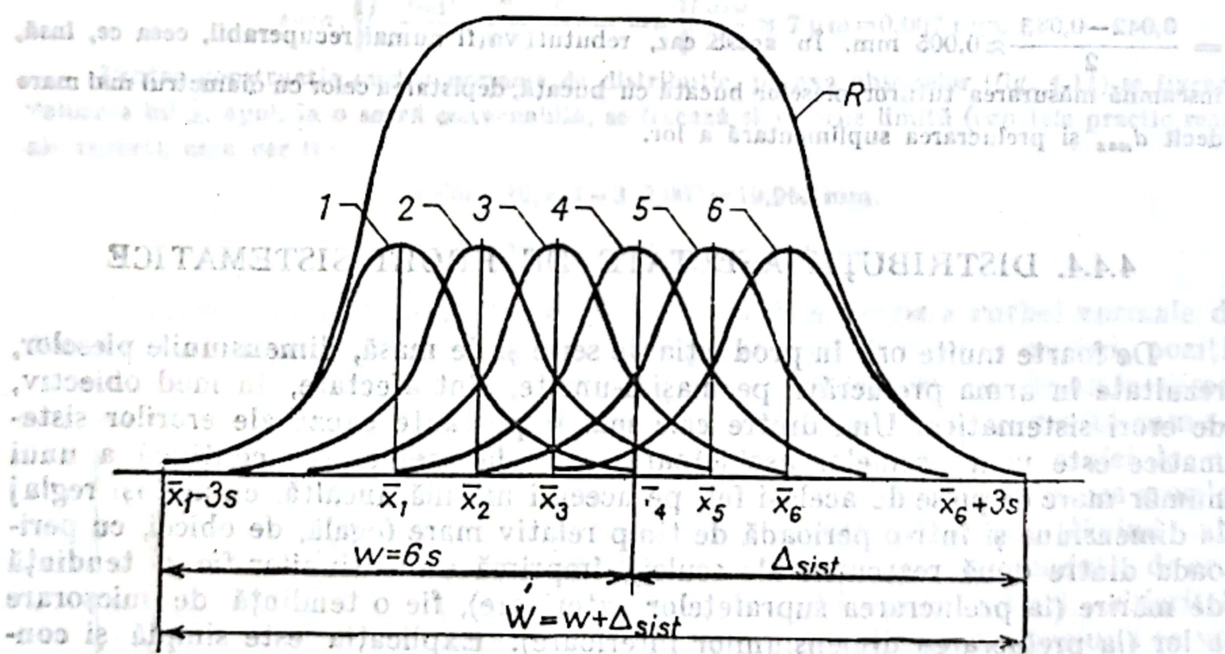


Fig. 4.12. Distribuție afectată de o eroare sistematică.

Presupunînd (așa cum și trebuie să fie practic) că intervalul total de împrăștiere W este mai mic sau cel mult egal cu toleranța prescrisă și că, într-un fel sau altul eroarea sistematică poare fi cunoscută ca valoare, mașina-unealtă se alege, ca precizie, conform condiției:

$$w=6s\leqslant (T_d-\Delta_{sist}). \quad (4.109)$$

Cu alte cuvinte, în cazurile cînd prelucrarea este afectată de erori sistematice și acestea pot fi cunoscute ca valoare, mașina-unealtă utilizată trebuie

să aibă o precizie corespunzător mai mare, respectiv la dimensiunile pieselor prelucrate trebuie să asigure o toleranță $w=6s$ corespunzător mai mică decît toleranța prescrisă (T_d). Diferența dintre toleranța prescrisă (T_d) și toleranța mașinii-unelte (w) trebuie să compenseze valoarea erorii sau erorilor sistematice care afectează procesul de prelucrare.

Pentru ca prelucrarea să nu se soldeze cu rebuturi, este necesară și respectarea următoarelor condiții :

— la prelucrarea arborilor (suprafețelor exterioare) ;

$$\bar{x}_1-3s\geqslant d_{min} \quad \text{și} \quad \bar{x}_n+3s\leqslant d_{max};$$

— la prelucrarea alezajelor (suprafețelor interioare), unde eroarea sistematică datorită uzurii sculei provoacă tendința de micșorare a diametrului :

$$\bar{x}_1+3s\leqslant D_{max} \quad \text{și} \quad \bar{x}_n-3s\geqslant D_{min}.$$

Prin urmare : în cazul prelucrării arborilor, reglarea sculei se va face spre diametrul minim (d_{min}), corespunzător curbei 1 (v. fig. 4.12) ; în cazul prelucrării alezajelor, reglarea sculei se va face spre diametrul maxim (D_{max}), curba *1* ocupînd acum locul curbei *6* de la figura 4.12.

Cînd în procesul de prelucrare intervin și alte cauze care provoacă erori sistematice, la alegerea preciziei mașinii-unelte și la reglarea sculei se va ține seama, cu ajutorul metodologiei expuse, de influența comună a tuturor erorilor sistematice.

4.5. DISTRIBUȚIA JOCURILOR ȘI STRÎNGERILOR EFECTIVE

După cum s-a arătat în capitolul 1, jocul și stringerea constituie mărimile caracteristice ale ajustajelor. Dar atît valoarea jocului, cît și valoarea stringerii sînt funcții de valorile dimensiunilor alezajului și arborelui. Ca urmare, distribuția valorilor efective ale jocului sau ale strîngerii între cele două limite (J_{max} și J_{min} respectiv S_{max} și S_{min}) este determinată, direct și exclusiv, de distribuția valorilor efective ale dimensiunilor alezajului între cele două limite prescrise (D_{max} și D_{min}) și de distribuția valorilor efective ale dimensiunii arborelui între cele două limite prescrise (d_{max} și d_{min}).

Considerînd, în cazul proceselor tehnologice cu desfășurare normală, că valorile efective ale dimensiunii alezajului și arborelui se distribuie, între cele două limite prescrise, după legea normală Gauss-Laplace, se poate demonstra că valorile efective ale jocului sau strîngerii la asamblare se vor distribui după aceeași lege normală. Dar, la determinarea abaterii medii pătratice a jocurilor σ_J sau a strîngerilor σ_S respectiv a intervalului de împrăștiere $w_J=6\sigma_J$ sau $w_S=6\sigma_S$, trebuie să se țină seama de faptul că jocul și strîngerea sînt, la asamblarea în producția de serie și de masă, evenimente întîmplătoare complexe compuse : în același timp, dimensiunea alezajului și dimensiunea arborelui sînt evenimente întîmplătoare independente (alezajele și arborii se prelucrează separat și valorile efective ale dimensiunilor lor apar întîmplător), care determină tocmai apariția jocului sau a strîngerii ca eveniment complex compus.

Avînd în vedere relația (4.43), se poate scrie :

$$\sigma_{(D+d)}=\sigma_J=\sigma_S=\sigma_{aj}=\sqrt{\sigma_D^2+\sigma_d^2}. \tag{4.101}$$

în care σ_J se consideră numai la ajustajele cu jocuri, σ_S numai la ajustajele cu strîngeri, iar σ_{aj} la orice ajustaje, inclusiv la cele intermediare.

Înmulţind cu 6 şi ţinînd seama de faptul că $6\sigma_{aj} = w_{aj}$, $6\sigma_D = T_D$ şi $6\sigma_d = T_d$, se obţine :

$$w_{aj} = \sqrt{T_D^2 + T_d^2}. \tag{4.111}$$

Dar, intervalul de împrăştiere w_{aj} al jocurilor efective la ajustajele cu joc, al strîngerilor efective la ajustajele cu strîngere sau al jocurilor şi strîngerilor efective la ajustajele intermediare este, de fapt, toleranţa probabilă sau practică a jocurilor, a strîngerilor sau a jocurilor şi strîngerilor simultan. Ca urmare, se poate scrie :

$$T_{aj.pr.} = \sqrt{T_D^2 + T_d^3}. \tag{4.112}$$

Comparînd toleranţa practică cu toleranţa teoretică a ajustajului, se constată că prima este mai mică decît a doua, adică :

$$T_{aj.pr.} = \sqrt{T_D^2 + T_d^2} < T_{aj} = T_D + T_d. \tag{4.113}$$

Ca o consecinţă normală şi imediată, jocurile sau strîngerile limită practice (probabile) vor fi diferite de jocurile sau strîngerile limită teoretice, respectiv (considerînd jocurile şi strîngerile ca mărimi diferite) :

$$J_{min.pr.} = J_{min} + \frac{T_{aj} - T_{aj.pr.}}{2}; \tag{4.114}$$

$$J_{max.pr.} = J_{max} - \frac{T_{aj} - T_{aj.pr.}}{2}; \tag{4,115}$$

$$S_{min.pr.} = S_{min} + \frac{T_{aj} - T_{aj.pr.}}{2}; \tag{4.116}$$

$$S_{max.pr.} = S_{max} - \frac{T_{aj} - T_{aj.pr.}}{2}. \tag{4.117}$$

Cele arătate şi demonstrate analitic sînt prezentate grafic în figurile 4.13 şi 4.14 pentru ajustajele cu joc şi respectiv cu strîngere. În cazul ajustajelor intermediare (fig. 4.15), suprafaţa cuprinsă între curbă şi axa absciselor cuprinde două porţiuni : una pentru jocuri (porţiunea din partea dreaptă) şi una pentru strîngeri (considerate ca jocuri negative — în partea stîngă) :

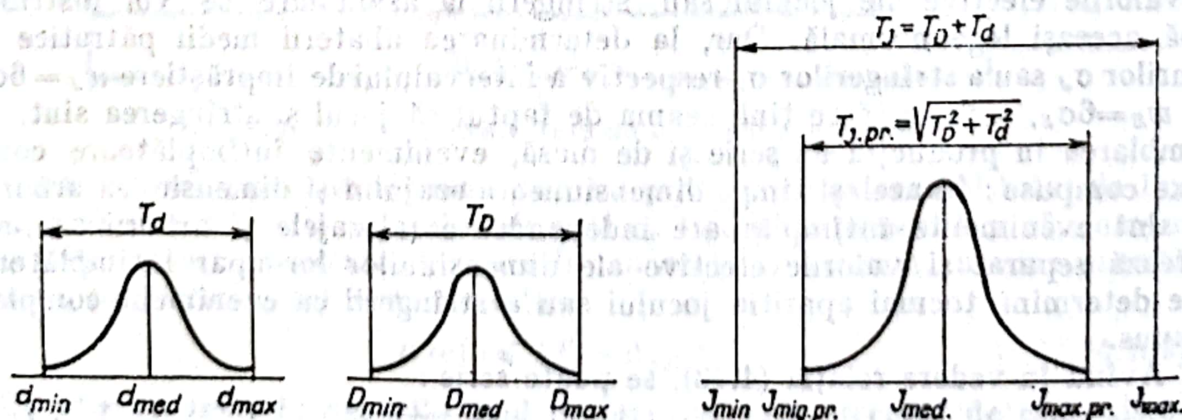


Fig. 4.13. Distribuţia jocurilor la un ajustaj cu joc.

Scanned with OKEN Scanner

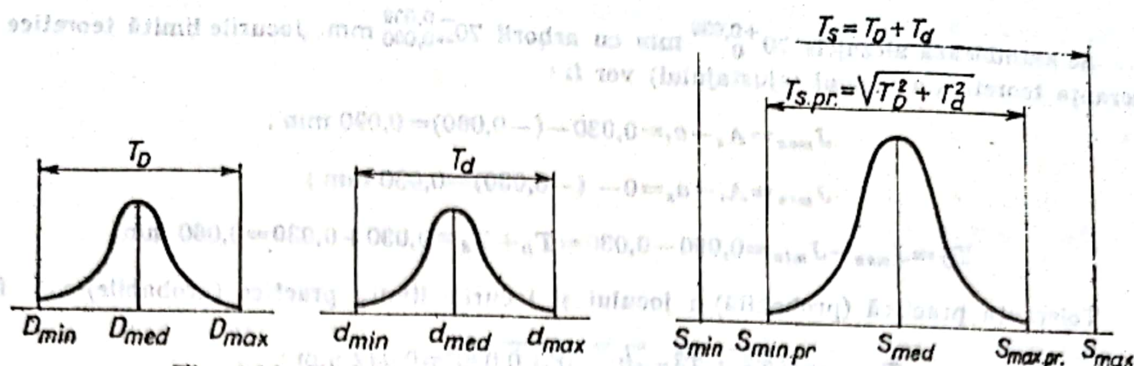


Fig. 4.14. Distribuţia strîngerilor la un ajustaj cu strîngere.

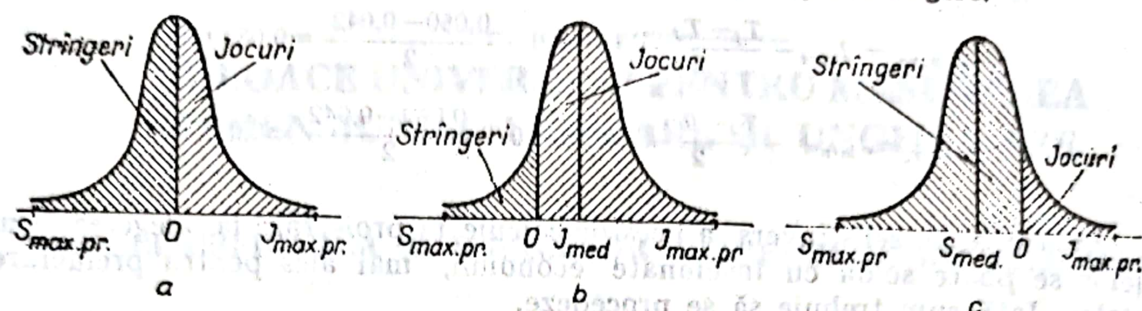


Fig. 4.15. Distribuţia jocurilor şi strîngerilor la un ajustaj intermediar.

— în figura 4.15, *a* $|S_{max.pr.}| = |J_{max.pr.}|$ şi, deci, $J_{med} = S_{med} = 0$;

— în figura 4.15, *b*, $|S_{max.pr.}| < J_{max.pr.}|$ şi, deci, valoarea medie a jocurilor şi a strîngerilor este un joc (J_{med}) ;

— în figura 4.15, *c* $|S_{max.pr.}| > |J_{max.pr.}|$ şi, drept urmare, valoarea medie a jocurilor şi strîngerilor este o strîngere (S_{med}).

Fiecare porţiune de curbă reprezintă probabilitatea de apariţie a jocurilor, respectiv a strîngerilor.

Diferenţa dintre mărimea suprafeţei curbei jocurilor sau a strîngerilor şi mărimea suprafeţei curbei dimensiunilor la alezaje şi arbori (v. fig. 4.13 şi 4.14) se explică prin aceea că mărimea primei suprafeţe este determinată de numărul total posibil de jocuri sau strîngeri, pe cînd mărimea suprafeţei curbei dimensiunilor la alezaje şi la arbori este determinată de numărul efectiv de alezaje sau arbori prelucraţi şi asamblaţi ; de exemplu, asamblarea cu joc a 100 alezaje cu 100 arbori (fiecare alezaj cu cîte un arbore) are ca rezultat obţinerea a 100 asamblări efective alezaj-arbore, dar numărul total de asamblări posibile este egal cu $100 \times 100 = 10\,000$, întrucît fiecare alezaj se poate asambla cu oricare din cei 100 arbori.

Sensul fizic al relaţiilor (4.112)—(4.117) este următorul : valorile jocurilor apropiate de jocurile limită teoretice, ca şi valorile strîngerilor apropiate de strîngerile limită teoretice au o probabilitate practic egală cu zero, ceea ce duce la micşorarea toleranţei ajustajului şi la considerarea altor valori limită ale jocurilor şi strîngerilor, mai apropiate una de alta decît valorile limită teoretice.

Din cele expuse, se poate trage o concluzie foarte importantă : prin asamblarea alezajelor şi arborilor executaţi cu o anumită precizie (toleranţă), se obţine un ajustaj cu o precizie practică mai mare (toleranţă practică mai mică) decît precizia calculată teoretic. Acest lucru va fi ilustrat prin următorul exemplu.

Scanned with OKEN Scanner

Se asamblează alezajele $70^{+0,030}_{0}$ mm cu arborii $70^{-0,030}_{-0,060}$ mm. Jocurile limită teoretice și toleranța teoretică a jocului (ajustajului) vor fi:

$$J_{max}=A_s-a_i=0,030-(-0,060)=0,090 \text{ mm};$$

$$J_{min}=A_i-a_s=0-(-0,030)=0,030 \text{ mm};$$

$$T_J=J_{max}-J_{min}=0,090-0,030=T_D+T_d=0,030+0,030=0,060 \text{ mm}.$$

Toleranța practică (probabilă) a jocului și jocurile limită practice (probabile) vor fi:

$$T_{j,pr.}=\sqrt{T_D^2+T_d^2}=\sqrt{0,030^2+0,030^2}=0,042 \text{ mm};$$

$$J_{max.pr.}=J_{max}-\frac{T_J-T_{J\cdot pr.}}{2}=0,090-\frac{0,060-0,042}{2}=0,081 \text{ mm};$$

$$J_{min.pr.}=J_{min}+\frac{T_J-T_{J\cdot pr.}}{2}=0,030+\frac{0,060-0,042}{2}=0,039 \text{ mm}.$$

Aplicarea, în sens invers, a acestor calcule în proiectare la alegerea ajustajelor se poate solda cu însemnate economii, mai ales pentru prelucrarea pieselor. Iată cum trebuie să se procedeze.

Se presupune că, în urma unor calcule avînd la bază condițiile funcționale, pentru un ajustaj cu joc (cu dimensiunea nominală de 70 mm), jocurile limită admisibile pot fi $J_{max}\leqslant 0,080$ mm și $J_{min}\geqslant 0,040$ mm. Considerînd că toleranța arborelui este egală cu toleranța alezajului, adică $T_d=T_D$, calculele teoretice elementare ale celor două toleranțe ar da:

$$T_J=J_{max}-J_{min}=0,080-0,040=0,040 \text{ mm}.$$

În același timp,

$$T_J=T_D+T_d=2\cdot T_D=2\cdot T_d,$$

de unde:

$$T_D=T_d=\frac{T_J}{2}=\frac{0,040}{2}=0,020 \text{ mm}.$$

Dacă se ține seama de distribuția normală a dimensiunilor, se obține:

$$T_J=\sqrt{T_D^2+T_d^2}=T_D\sqrt{2}=T_d\sqrt{2},$$

de unde:

$$T_D=T_d=\frac{T_J}{\sqrt{2}}=\frac{0,040}{\sqrt{2}}=0,029 \text{ mm}.$$

Comparînd toleranțele obținute prin calcul cu cele standardizate și considerînd ca probabile jocurile cuprinse între 0,040 mm și 0,080 mm, se poate alege ajustajul cu alezajul $70^{+0,030}_{0}$ mm și arborele $70^{-0,030}_{-0,060}$ mm.

Este evident că piesele se pot prelucra mai ușor și mai ieftin cu toleranțe de cîte 0,030 mm decît cu toleranțe de cîte 0,020 mm.

Scanned with OKEN Scanner

5

MIJLOACE UNIVERSALE PENTRU MĂSURAREA DIMENSIUNILOR LINIARE ŞI UNGHIULARE

5.1. CLASIFICAREA MIJLOACELOR UNIVERSALE DE MĂSURARE

Mijloacele universale de măsurare au o foarte largă utilizare în construcţia de maşini.

Astfel, în condiţiile producţiei individuale, de serie mică şi mijlocie, mijloacele universale sînt utilizate în mod curent la control. În producţia de serie mare şi de masă, aceste mijloace se folosesc fie ca părţi componente ale unor dispozitive de control sau ale unor instalaţii de măsurare şi control, fie ca mijloace de măsurare independente prin aplicarea metodelor de control statistic operativ.

Din punctul de vedere constructiv şi al principiului de funcţionare, mijloacele de măsurare universale se clasifică astfel:

— *Măsuri cu valoare constantă.* În această grupă sînt cuprinse, în general, metrii fără repere, calele terminale de lungime, calele unghiulare, calele de interstiţii etc.

— *Măsuri cu valoare variabilă.* În această grupă sînt cuprinse măsurile de lungime cu repere (metrii gradaţi, riglele gradate etc.) şi măsurile unghiulare (de arc de cerc) cu repere (raportoarele).

— *Instrumente şi aparate de măsurat,* care, la rîndul lor, pot fi clasificate în:

— instrumente cu riglă sau cu cadran gradat, prevăzute cu vernier (şublere, raportoare universale etc.);

— instrumente şi aparate cu şurub micrometric (micrometre etc.);

— aparate comparatoare: mecanice, optico-mecanice, cu roţi dinţate etc.;

— aparate optice cu proiecţie (proiectoare);

— microscoape de măsurare pentru lungimi şi unghiuri;

— aparate bazate pe principiul interferenţei (microscopul de interferenţă);

— aparate cu acţionare şi amplificare pneumatică;

— aparate electrice cu contact, cu inducţie, piezoelectrice, cu elemente fotoelectrice, capacitive etc.;

— aparate realizate prin combinarea a diferite principii constructive şi funcţionale: mecanoelectrice, pneumomecanice, electromecanice etc.

Scanned with OKEN Scanner

După destinaţia lor, mijloacele de măsurare se clasifică în funcţie de felul dimensiunilor sau al elementelor pe care le măsoară : mijloace universale pentru măsurarea lungimilor, mijloace universale pentru măsurarea unghiurilor (unele mijloace universale, cum ar fi, de exemplu, microscopul mare de atelier şi cel universal, sînt utilizate atît la măsurarea lungimilor, cît şi a unghiurilor), mijloace speciale pentru măsurarea filetelor, mijloace speciale pentru măsurarea roţilor dinţate etc.

5.2. CARACTERISTICILE CONSTRUCTIVE ŞI METROLOGICE ALE MIJLOACELOR UNIVERSALE DE MĂSURARE

5.2.1. CALE PLAN-PARALELE ŞI CALIBRE DE INTERSTIŢII

Calele plan-paralele sînt măsuri terminale, a căror lungime este determinată de distanţa dintre două suprafeţe plane şi paralele, numite *suprafeţe de măsurare.*

La calele plan-paralele se utilizează următorii termeni (STAS 2517-79) :

— *suprafaţă de referinţă,* care este o suprafaţă geometrică plană şi la care se raportează toate dimensiunile calei plan-paralele, aparţinînd unui corp auxiliar confecţionat din acelaşi material ca şi cala plan-paralelă (fig. 5.1, *a*) ;

— *suprafeţe de măsurare,* care sînt suprafeţele plane şi paralele ce determină lungimea calei plan-paralele (fig. 5.1, *b*) ;

— *lungimea nominală,* care este dată de distanţa dintre suprafaţa liberă de măsurare a calei plan-paralele şi suprafaţa de referinţă pe care este aşezată cu cealaltă suprafaţă de măsurare, în cazul cînd asupra sistemului nu acţionează forţe exterioare care să tindă să modifice lungimea calei (fig. 5.1, *c*) ;

— *lungimea nominală impusă,* care este lungimea impusă prin standard (fig. 5.1, *d*) ;

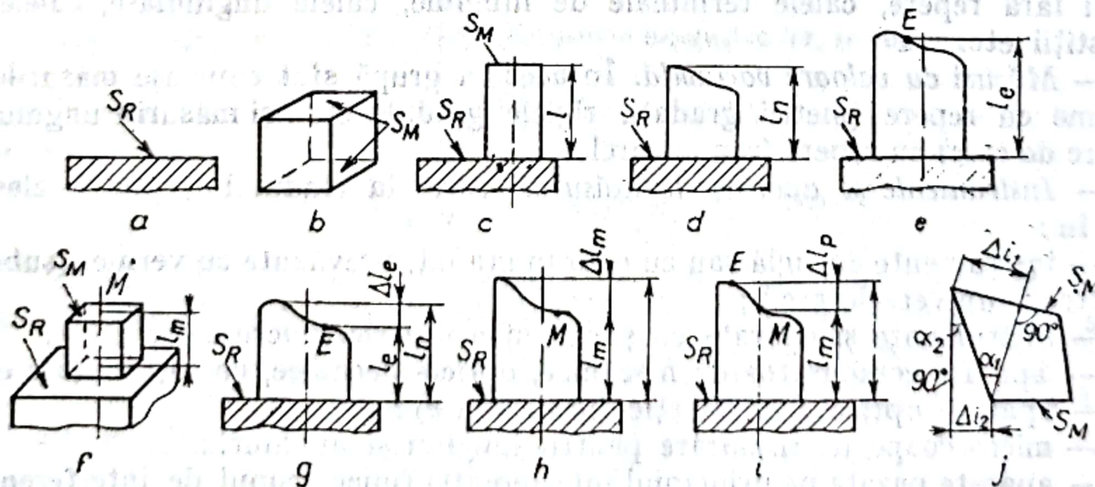


Fig. 5.1. Elementele calelor plan-paralele.

— *lungimea efectivă într-un punct,* care este dată de distanţa într-un punct oarecare *E* a suprafeţei libere de măsurare şi suprafaţa de referinţă (fig. 5.1,*e*) ;

— *lungimea mediană*, care este dată de lungimea efectivă a centrului geometric M a suprafeței de măsurare liberă (fig. 5.1, *f*);

— *abaterea lungimii efective într-un punct*, care este diferența dintre lungimea efectivă într-un punct și lungimea nominală (fig. 5.1, *g*), fiind dată de relația:

$$\Delta l_e = l_e - l_n \quad [\text{mm}]; \qquad (5.1)$$

— *abaterea lungimii mediane*, care este diferența dintre lungimea mediană și lungimea nominală (fig. 5.1, *h*), fiind dată de relația:

$$\Delta l_m = l_m - l_n \ [\text{mm}]; \qquad (5.2)$$

— *abaterea de la plan-paralelism*, care este diferența maximă dintre lungimea efectivă într-un punct și lungimea mediană (fig. 5.1, *i*), fiind dată de relația:

$$\Delta l_p = l_e - l_m \ [\text{mm}]; \qquad (5.3)$$

— *abaterea de la perpendicularitatea suprafețelor laterale* Δi, care este dată de diferența dintre unghiul format de suprafața laterală cu suprafața de măsurare a calei și unghiul drept, exprimată prin lungimea laturii opuse unghiului (fig. 5.1, *j*).

Calele au formă de paralelipiped dreptunghic (v. fig. 5.1, *b*) și sînt executate din oțel aliat, cu o duritate minimă a suprafețelor de măsurare de 62 HRC și o rugozitate R_a=0,012 µm. Lungimea nominală impusă (l_n) se înscrie fie pe una din suprafețele de măsurare, cînd $l_n \leqslant 5{,}5$ mm, fie pe una din suprafețele laterale, cînd $l_n > 5{,}5$ mm (fig. 5.2).

Calele plan-paralele se execută cu lungimi nominale impuse, care reprezintă termenii unor serii (trepte) constituite în progresie aritmetică (tabelul 5.1).

De regulă, calele plan-paralele se livrează în truse, o trusă asociind cîteva serii de cale.

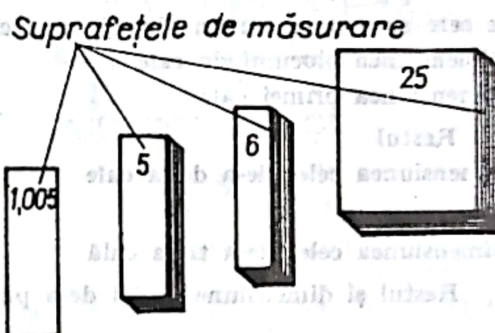


Fig. 5.2. Cale plan-paralele.

Tabelul 5.1

Serii de cale plan-paralele

Seria	Rația seriei (treapta), mm	Valoarea lungimii nominale impuse l_n, mm
1	0,001	1,001 ; 1,002 1,009
2	0,001	9,990 ; 9,991 10,010
3	0,01	1,01 ; 1,02 1,09
4	0,01	1,01 ; 1,02 1,49
5	0,01	9,90 ; 9,91 10,10
6	0,1	1,1 ; 1,2 1,9
7	0,5	1,0 ; 1,5 9,5
8	0,5	1,0 ; 1,5 24,5
9	1	1 ; 2 ; 9
10	10	10 ; 20 100
11	25	25 ; 50 100
12	100	100 ; 200 .... 1 000

Scanned with OKEN Scanner

Calele se clasifică în cinci clase de precizie, care sînt notate cu : 00, 0, 1, 2 şi 3 (cea mai precisă fiind clasa 00), în funcţie de abaterea limită într-un punct (Δl_e), de abaterea lungimii mediane (Δl_m), de abaterea limită de la plan-paralelism (Δl_p), de abaterea de la perpendicularitatea suprafeţelor laterale (Δi)

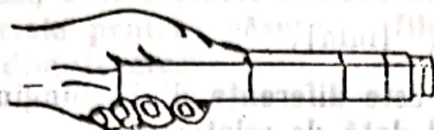


Fig. 5.3. Bloc de cale plan-paralele.

şi de calitatea aderării. Clasa de precizie a unei truse de cale plan-paralele este considerată clasa de precizie cea mai scăzută a unei cale din componenţa trusei, dar, de obicei, toate calele dintr-o trusă au aceeaşi clasă de precizie.

Suprafeţele de lucru (de măsurare) ale calelor trebuie astfel prelucrate, încît să aibă proprietatea de aderare între ele, la suprafeţe plane din acelaşi material sau la lame de cuarţ ori din sticlă specială. Aderarea poate avea loc prin simplu contact (la cale de clasa 00 şi 0) sau prin apăsare (la cale de clasele 1, 2 şi 3). Proprietatea de aderare a calelor dă posibilitatea formării blocurilor de cale (fig. 5.3), care, practic, pot avea orice dimensiune. Dimensiunea blocului de cale este egală cu suma lungimilor calelor componente. La formarea blocului de cale, calele componente se aleg în mod succesiv, în funcţie de ultima zecimală.

De exemplu :

se cere să se formeze un bloc de cale cu dimensiunea de	83,583 mm
Dimensiunea blocului de cale	83,583 mm
Dimensiunea primei cale	1,003 mm
Restul	82,580 mm
Dimensiunea celei de-a doua cale	1,080 mm
Restul	81,500 mm
Dimensiunea celei de-a treia cală	1,500 mmm
Restul şi dimensiunea celei de-a patra cale	80,000 mm

Se recomandă ca blocul să fie format dintr-un număr minim de cale.

Calele plan paralele sînt utilizate la verificarea şi etalonarea diferitelor aparate de măsurare, la reglarea maşinilor-unelte şi a altor maşini, la măsurări nemijlocite, la lucrări de trasare etc. La verificarea şi etalonarea aparatelor de măsurat se utilizează cale cu precizie mai mare (în funcţie de precizia aparatului), iar la măsurări nemijlocite sau la lucrări de trasare sînt folosite cale de precizie mai mică.

Pentru mărirea posibilităţilor de utilizare a calelor, se folosesc diferite accesorii (fig. 5.4), care se livrează în truse. O trusă este compusă din suportul *1* şi cadrul *2*, în care se introduc calele şi o serie de vîrfuri speciale. De exemplu, două vîrfuri plane cu o porţiune cilindrică la unul din capete (de 10 mm) dau posibilitatea formării unui dispozitiv simplu pentru controlul dimensiunilor exterioare sau interioare (fig. 5.5, *a*) ; o altă serie de vîrfuri dă posibilitatea formării unui dispozitiv de trasare în plan (fig. 5.5, *b*) sau de trasare a unei piese aşezate pe masa de trasaj (fig. 5.5, *c*).

Verificarea lungimii mediane a calei (l_m) se face prin :

— metoda absolută de măsurare prin interferenţă, la calele de clasa de precizie 0 (cu ajutorul microscopului de interferenţă) ;

— metoda relativă (comparativă) prin interferenţă, la calele de clasa de precizie 1 în comparaţie cu calele de clasa de precizie 0 (tot cu ajutorul microscopului de interferenţă);

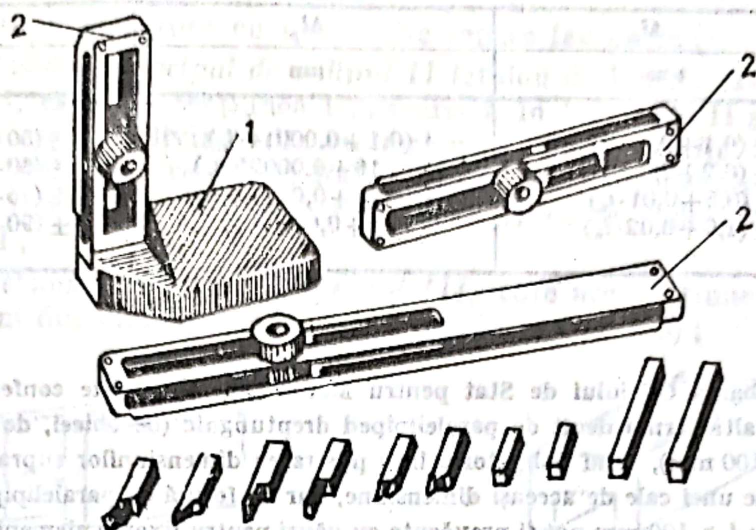


Fig. 5.4. Accesorii pentru calele plan-paralele.

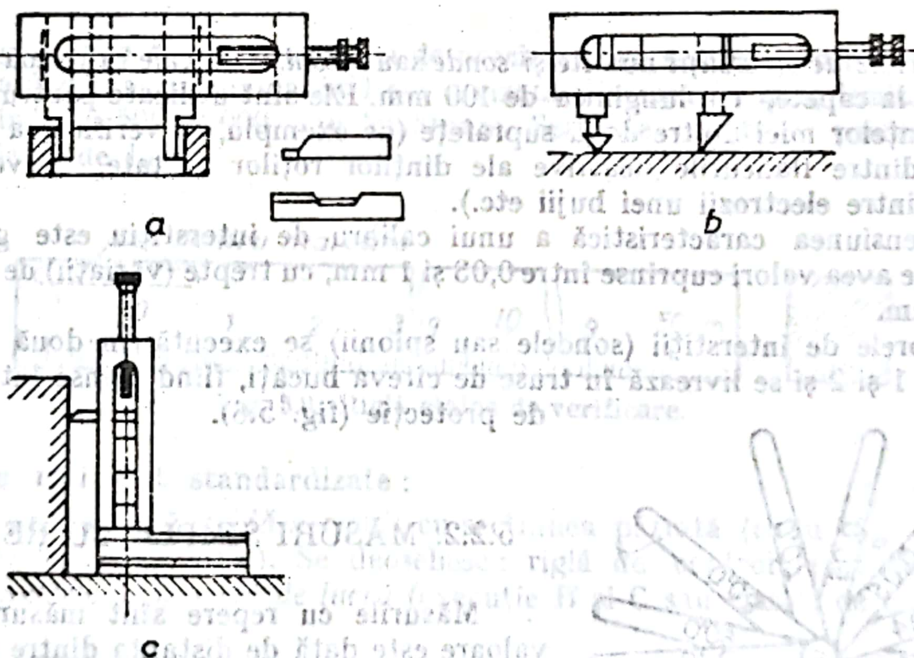


Fig. 5.5. Dispozitive de măsurare cu cale plan-paralele:
a — pentru măsurarea dimensiunilor interioare; *b* — pentru trasarea cercurilor sau a liniilor paralele; *c* — pentru trasarea unor linii sau puncte.

— metoda relativă tehnică, la calele de clasa de precizie 2 în comparaţie cu calele de clasa de precizie 1 (cu ajutorul unor plăci plane de sticlă speciale).

Calele de clasă de precizie scăzută (2 şi, mai ales 3) pot fi verificate cu ajutorul unor aparate universale de măsurare de precizie ridicată (de exemplu, ultraoptimetrul) în comparaţie cu o cală de precizie ridicată (de clasa 1, respectiv 2). Verificarea aderării se face tot cu ajutorul unor plăci plane de sticlă, conform STAS 2517-66.

Scanned with OKEN Scanner

Relaţiile de calcul al abaterilor limită ale calelor sînt date în tabelul 5.2.

Tabelul 5.2

Relaţiile de calcul ale abaterilor limită ale calelor plan-paralele

Clasa de precizie	Δl_e µm	Δl_p µm	Δl µm
0	$\pm(0{,}1+0{,}002\cdot l_n)$	$\pm(0{,}1+0{,}00014\cdot l_n)$	$\pm(50+0.10\cdot l_n)$
1	$\pm(0{,}2+0{,}005\cdot l_n)$	$\pm(0{,}16+0{,}00025\cdot l_n)$	$\pm(60+0{,}12\cdot l_n)$
2	$\pm(0{,}5+0{,}01\cdot l_n)$	$\pm(0{,}25+0{,}00015\cdot l_n)$	$\pm(75+0{,}20\cdot l_n)$
3	$\pm(1{,}0+0{,}02\cdot l_n)$	$\pm(0{,}5+0{,}0008\cdot l_n)$	$\pm(90+0{,}25\cdot l_n)$

Observaţii :

1. Cu aprobarea Oficiului de Stat pentru Metrologie, se admite confecţionarea calelor plan-paralele de altă formă decît de paralelipiped dreptunghic (de obicei, de formă cilindrică atunci cînd $l_n > 100$ mm), fiind obligatorie însă păstrarea dimensiunilor suprafeţelor de lucru, echivalente cu ale unei cale de aceeaşi dimensiune, dar cu formă de paralelipiped dreptunghic.

2. Calele cu $l_n > 100$ mm pot fi prevăzute cu găuri pentru fixarea elementelor de legătură, precum şi cu repere (sau praguri) trasate la distanţa de 0,2113 l de la suprafeţele de măsurare.

3. Cu aprobarea DGMSI-OSIM, la cererea beneficiarului se pot livra şi cale neasociate în trusă.

Calibrele de interstiţii numite şi *sonde* sau *spioni*, sînt cale în formă de lame rotunjite la capete, cu lungimea de 100 mm. Ele sînt utilizate pentru măsurarea distanţelor mici dintre două suprafeţe (de exemplu, la verificarea jocurilor laterale dintre flancurile neactive ale dinţilor roţilor dinţate, la verificarea jocului dintre electrozii unei bujii etc.).

Dimensiunea caracteristică a unui calibru de interstiţiu este grosimea, care poate avea valori cuprinse între 0,03 şi 1 mm, cu trepte (variaţii) de 0,01 mm şi 0,25 mm.

Calibrele de interstiţii (sondele sau spionii) se execută în două clase de precizie : 1 şi 2 şi se livrează în truse de cîteva bucăţi, fiind prinse într-o teacă de protecţie (fig. 5.6).

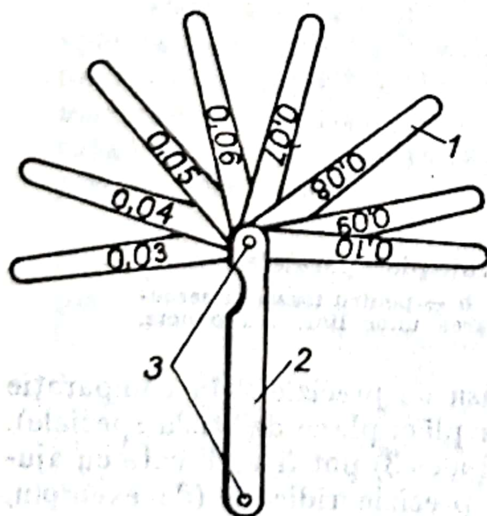


Fig. 5.6. Calibre de interstiţii :
1 — calibru; 2 — teacă de protecţie; 3 — şuruburi de prindere.

5.2.2. MĂSURI SIMPLE CU REPERE

Măsurile cu repere sînt măsuri a căror valoare este dată de distanţa dintre două repere, trasate perpendicular pe axa măsurii. Se deosebesc măsuri cu două repere şi măsuri cu mai multe repere.

● Ca măsuri cu numai două repere se disting :

— *metrul etalon prototip internaţional* din platină iridiată, care, aşa cum s-a arătat, a fost înlocuit cu „metrul luminos" ;

— *metrul etalon prototip naţional*, iniţial identic cu metrul prototip internaţional, de

Scanned with OKEN Scanner

care, acum, se deosebeşte prin trasarea reperelor (cel care aparţine ţării noastre are numărul 6 c). În prezent, este folosit ca etalon principal de ordinul I pentru transmiterea unităţii fundamentale de lungime la metrul etalon de ordinul II şi pentru verificarea acestuia.

● Din grupa măsurilor cu mai multe repere fac parte:

— *metrul etalon principal de ordinul II* (etalon de lucru), executat din oţel aliat cu nichel, care are secţiunea transversală în formă de H şi pe porţiunea de la 0 la 100 cm este divizat din milimetru în milimetru (fig. 5.7). În stînga reperului 0 şi în dreapta reperului 100 cm, este trasat suplimentar cîte un milimetru divizat din 0,1 în 0,1 mm. Serveşte la verificarea riglei etalon principal de ordinul III;

— *rigla etalon principal de ordinul III*, care are secţiunea în formă de Π, cu diviziuni din mm în mm pe toată lungimea (fig. 5.8);

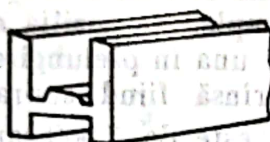


Fig. 5.7. Metrul etalon principal de ordinul II.

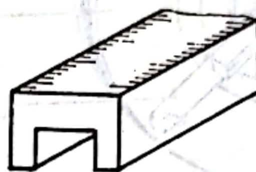


Fig. 5.8. Riglă etalon principal de ordinul III.

— *rigla etalon de verificare* clasa de precizie 1, cu secţiune pătrată (fig. 5.9) şi executată din oţel inoxidabil. Este divizată din mm în mm, limita superioară putînd fi: 500, 1 000 sau 2 000 mm. Serveşte ca etalon pentru verificarea riglelor de lucru.

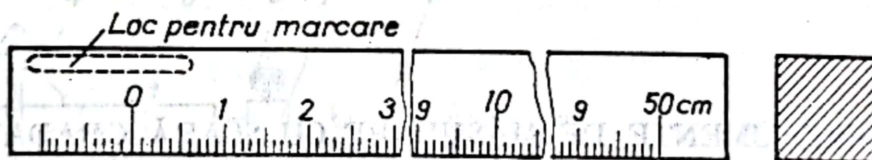


Fig. 5.9. Riglă etalon de verificare.

● Au mai fost standardizate:

— *Rigla metalică rigidă normală* cu secţiunea pătrată (ca în fig. 5.9) sau dreptunghiulară (fig. 5.10). Se deosebesc: riglă de control (execuţie A sau clasa de precizie I) şi *riglă de lucru* (execuţie B şi C sau clasele de precizie II

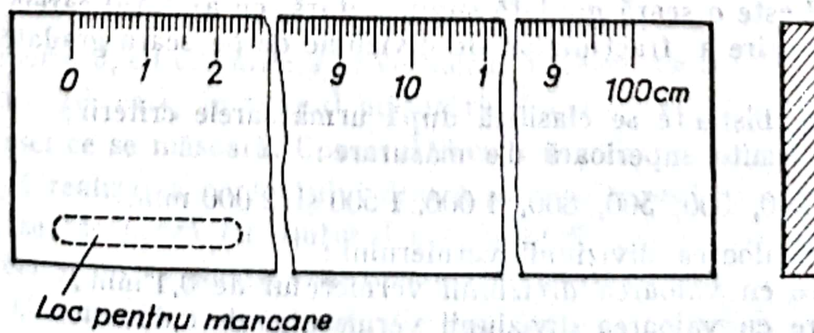


Fig. 5.10. Riglă metalică rigidă normală.

şi III). Ambele tipuri de rigle sînt utilizate la măsurarea dimensiunilor şi la lucrări de trasare şi au limita superioară de măsurare de 500, 1 000, 1 500, 2 000, 3 000, 4 000 sau 5 000 mm, cu diviziunea de 1 mm. Se utilizează şi *rigle rigide scurte*, cu limita superioară de măsurare de 200, 250, 300 şi 400 mm.

— *Rigla metalică flexibilă*, executată din bandă de oţel, într-o singură clasă de precizie, cu limita superioară de măsurare de 100, 200, 300, 500, 1 000, 1 500 şi 2 000 mm. Pe bandă sînt trasate două scări gradate, aşezate faţă în faţă pe aceeaşi parte a riglei şi cu diviziunea de 1 mm. Se foloseşte la măsurări curente în producţie.

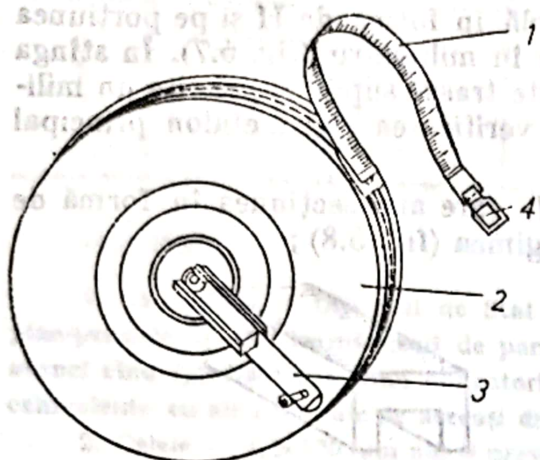


Fig. 5.11. Ruletă metalică.

— *Metrul metalic articulat* (pliant) format din lamele de oţel cu capetele rotunjite şi gradate pe ambele feţe. Lamelele sînt prinse una de alta la capete prin articulaţii simple, în poziţia de măsurare fiind dispuse una în prelungirea alteia, iar în poziţie strînsă fiind suprapuse. Lungimea totală este de 1 000 sau 2 000 mm. Se utilizează mai ales în lucrări de construcţii, de tîmplărie etc.

— *Ruleta metalică* (fig. 5.11), construită dintr-o bandă de oţel *1*, subţire şi flexibilă, care se strînge prin înfăşurare în cutia *2*, fiind prinsă de axul central al cutiei. Înfăşurarea benzii în cutie se face prin învîrtirea manivelei *3*. Capătul liber al benzii este prevăzut cu un inel sau o verigă de întindere *4*.

— *Metrul flexibil*, executat din bandă subţire şi îngustă de oţel. De obicei, se păstrează într-o cutie cu sau fără ax central, unde intră prin înfăşurare în spirală.

5.2.3. INSTRUMENTE DE MĂSURARE CU SCARĂ GRADATĂ ŞI VERNIER

Cele mai des utilizate instrumente cu scară gradată şi cu vernier pentru măsurarea lungimilor sînt : şublerul de exterior, şublerul de exterior şi interior, şublerul de adîncime şi şublerul de trasaj.

În practică se mai utilizează şi diferite tipuri de şublere speciale cum ar fi, de exemplu, şublerul pentru măsurarea grosimii dinţilor la roţile dinţate.

Vernierul este o scară gradată suplimentară, cu ajutorul căreia se măreşte precizia de citire a fracţiunilor de diviziune de pe scara gradată principală a şublerului.

Şublerele obişnuite se clasifică după următoarele criterii :

— După limita superioară de măsurare :

L=150, 200, 300, 500, 800, 1 000, 1 500 şi 2 000 mm.

— După valoarea diviziunii vernierului :

a) şublere cu valoarea diviziunii vernierului de 0,1 mm ;
b) şublere cu valoarea diviziunii vernierului de 0,05 mm ;
c) şublere cu valoarea divizunii vernierului de 0,02 mm.

Şublerul de exterior şi interior se execută în diferite variante constructive: cu două ciocuri de măsurare (fig. 5.12, *a*), cu patru ciocuri de măsurare (cîte două de o parte şi alta, fig. 5.12, *b*, *c*), cu două ciocuri normale pentru exterior şi cu două ciocuri inverse pentru interior (fig. 5.12, *b*). El este constituit din rigla gradată *1* (diviziunea fiind egală cu 1 mm) cu unul sau două

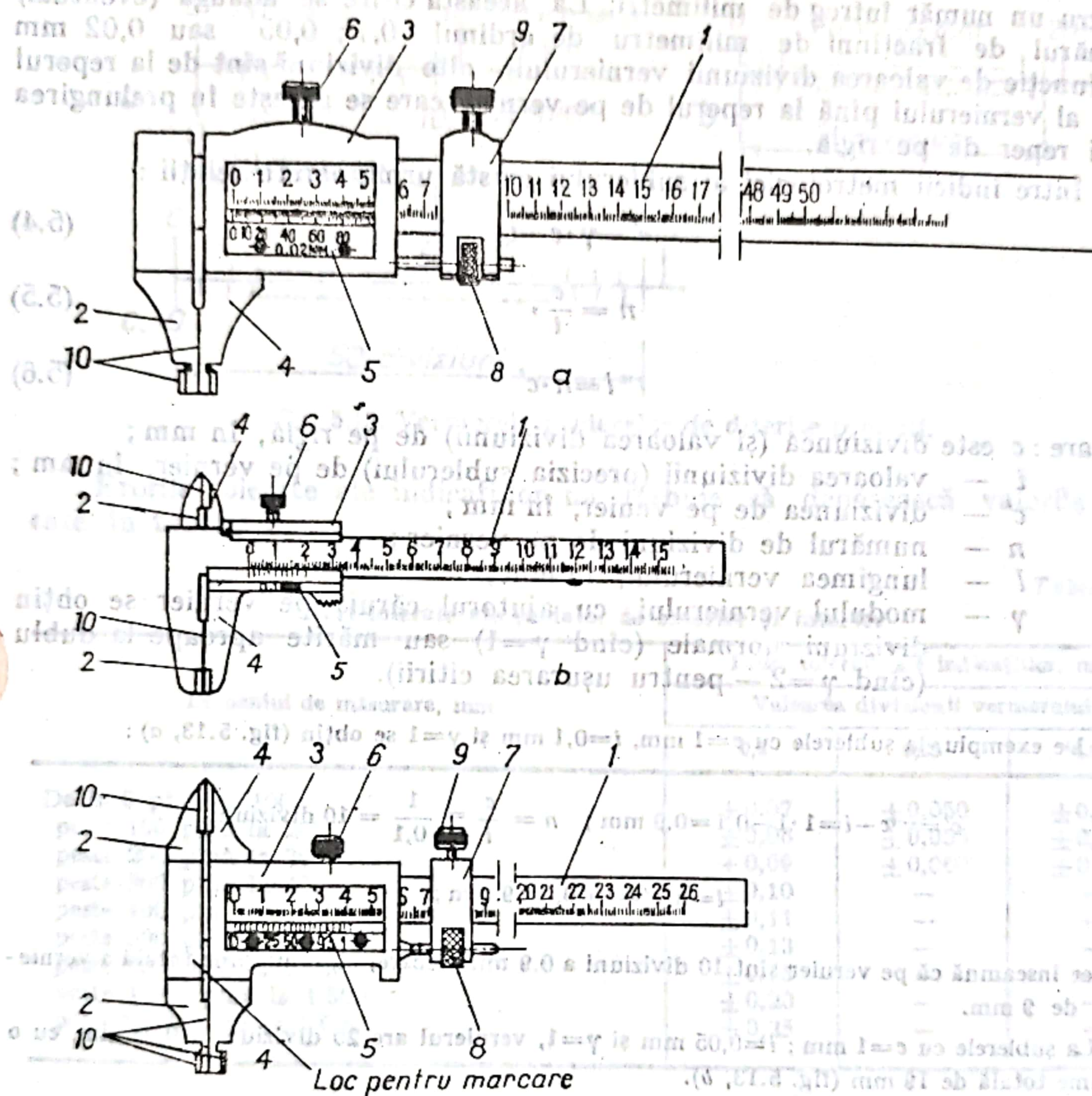


Fig. 5.12. Şublere de exterior şi interior.

ciocuri *2* şi cursorul *3*, cu ciocurile *4* şi vernierul *5*. Ciocurile *2* şi *4* au suprafeţele de măsurare *10*, care, în timpul măsurării, fac contact cu suprafaţa (sau suprafeţele) piesei ce se măsoară. Cursorul *3* cu ciocurile sale se poate deplasa pe riglă şi, după realizarea contactului dintre piesă şi suprafeţele de măsurare ale şublerului, se blochează cu ajutorul şurubului *6*, pentru ca citirea să se poată face corect şi într-o poziţie mai comodă. Şublerele cu valoarea diviziunii vernierului de 0,05, şi mai ales 0,02 mm sînt prevăzute cu un cursor suplimentar *7*. Acesta se deplasează pe riglă odată cu cursorul *3*, dar, după prinderea aproxi-

mativă a dimensiunii piesei, se blochează cu ajutorul șurubului *9*. Acționînd, apoi, mecanismul *8*, cursorului *3* i se imprimă o deplasare fină într-un sens sau în celălalt pînă la realizarea contactului corect dintre șubler și suprafața piesei. Urmează blocarea cursorului *3* și efectuarea citirii. Dimensiunea efectivă a piesei măsurate se citește pe scara riglei în dreptul reperului zero al vernierului pentru un număr întreg de milimetri. La această citire se adaugă (eventual) numărul de fracțiuni de milimetru de ordinul 0,1 ; 0,05 sau 0,02 mm (în funcție de valoarea diviziunii vernierului), cîte diviziuni sînt de la reperul zero al vernierului pînă la reperul de pe vernier care se găsește în prelungirea unui reper de pe riglă.

Între indicii metrologici ai șublerului există următoarele relații :

$$c' = \gamma \cdot c - i, \tag{5.4}$$

$$n = \frac{c}{i}, \tag{5.5}$$

$$l = n \cdot c' \tag{5.6}$$

în care : c este diviziunea (și valoarea diviziunii) de pe riglă, în mm ;
i — valoarea diviziunii (precizia șublerului) de pe vernier, în mm ;
c' — diviziunea de pe venier, în mm ;
n — numărul de diviziuni de pe vernier ;
l — lungimea vernierului, în mm ;
γ — modulul vernierului, cu ajutorul căruia pe vernier se obțin diviziuni normale (cînd $\gamma=1$) sau mărite aproape la dublu (cînd $\gamma=2$ — pentru ușurarea citirii).

De exemplu, la șublerele cu $c=1$ mm, $i=0,1$ mm și $\gamma=1$ se obțin (fig. 5.13, *a*) :

$$c' = \gamma \cdot c - i = 1 \cdot 1 - 0,1 = 0,9 \text{ mm} ; \quad n = \frac{c}{i} = \frac{1}{0,1} = 10 \text{ diviziuni} ;$$

$$l = n \cdot c' = 10 \cdot 0,9 = 9 \text{ mm} ;$$

ceea ce înseamnă că pe vernier sînt 10 diviziuni a 0,9 mm fiecare, cu o lungime totală a vernierului de 9 mm.

La șublerele cu $c=1$ mm ; $i=0,05$ mm și $\gamma=1$, vernierul are 20 diviziuni a 0,95 mm, cu o lungime totală de 19 mm (fig. 5.13, *b*).

La șublerele cu $c=1$ mm, $i=0,02$ mm și $\gamma=1$, vernierul are 50 diviziuni a 0,98 mm fiecare, cu o lungime totală a vernierului de 49 mm (fig. 5.13, *c*).

Revenind la citirea valorii unei dimensiuni măsurate, dacă, de exemplu, prin măsurarea cu un șubler cu precizia de 0,1 mm, reperul zero al vernierului se găsește între reperele 32 și 33 de pe riglă, iar în prelungire cu un reper de pe riglă se găsește al șaptelea reper de pe vernier, dimensiunea piesei este $32+7 \cdot 0,1=32,7$ mm.

Șublerele de exterior și interior se execută cu următoarele limite superioare de măsurare ; 150, 200, 300, (400), 500, (600), 800 ,1 000 și (1 500) (valorile din paranteze nu sînt recomandate).

Materialul pentru confecționarea șublerelor se alege de către producător, cu condiția respectării prevederilor STAS și a durității suprafețelor de măsurare de 54—60 HRC la ciocuri și 46—50 HRC la tija de adîncime.

Rugozitatea suprafeţei de măsurare la ciocurile lungi va fi :
— la şublerele cu valoarea diviziunii vernierului de 0,1 şi 0,05 mm, R_a=0,4 µm ;
— la şublerele cu valoarea diviziunii vernierului de 0,02 mm, R_a=0,2 µm.
Rugozitatea suprafeţelor culisante va fi : R_a=0,8 µm.

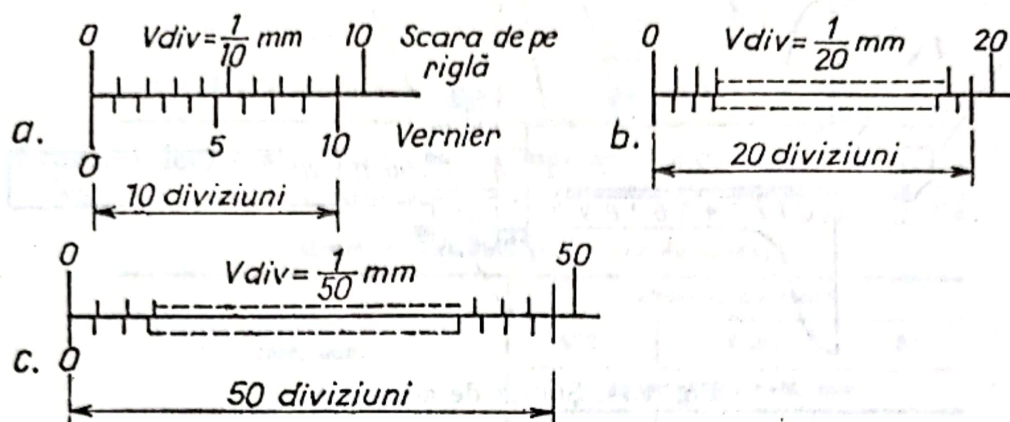


Fig. 5.13. Vernierele şublerelor de diferite precizii.

Erorile tolerate ale indicaţiilor nu trebuie să depăşească valorile indicate în tabelul 5.3.

Tabelul 5.3

Erori tolerate ale şublelor de exterior şi interior

Domeniul de măsurare, mm	Erori tolerate ale indicaţiilor, mm		
	Valoarea diviziunii vernierului		
	0,1	0,05	0,02
De la 0 pînă la 100	±0,07	±0,050	±0,020
peste 100 pînă la 200	±0,08	±0,055	±0,025
peste 200 pînă la 300	±0,09	±0,060	±0,030
peste 300 pînă la 400	±0,10	—	—
peste 400 pînă la 500	±0,11	—	—
peste 500 pînă la 700	±0,13	—	—
peste 700 pînă la 1 000	±0,15	—	—
peste 1 000 pînă la 1 500	±0,20	—	—
peste 1 500 pînă la 2 000	±0,25	—	—

Cînd suprafeţele de măsurare ale ciocurilor sînt în contact, reperele zero de pe riglă şi vernier trebuie să fie în continuare.

Abaterile limită de formă ale suprafeţelor de măsurare ale ciocurilor lungi nu trebuie să depăşească valorile 0,010 mm/100 mm la şublerele de 0,1 şi 0,05 mm şi 0,005 mm/100 mm la şublerele de 0,02 mm.

Şublerele se verifică bucată cu bucată, conform instrucţiunilor date de D.G.M.S.I.

Şublerul de adîncine (fig. 5.14) este utilizat pentru măsurarea adîncimii unor cavităţi, a unor canale, a unor găuri înfundate etc. şi se compune din următoarele elemente : rigla gradată *1* (diviziunea de 1 mm) cu suprafaţa de măsurare 2 ; cursorul *3* cu vernier, cu un capăt *4* în formă de talpă şi cu suprafaţa de măsurare *5* ; cursorul suplimentar *6* cu mecanismul de avans fin *7* ;

şuruburile de blocare *8* şi *9* (pentru cursorul *3* şi respectiv cursorul suplimentar *6*). În procesul de măsurare, şublerul se aşază cu talpa *4*, respectiv suprafaţa de măsurare *5* pe suprafaţa frontală exterioară a cavităţii, a canalului sau a

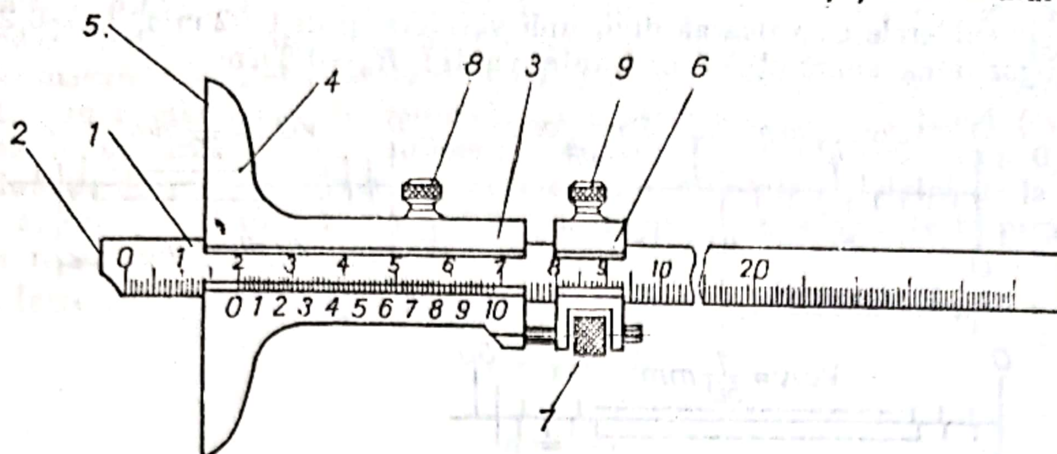


Fig. 5.14. Şubler de adîncime.

găurii, iar rigla gradată *1* este împinsă, alunecînd în cursor, pînă la realizarea contactului între suprafaţa de măsurare *2* şi fundul canalului sau găurii.

Şublerele de adîncime se execută cu limite superioare de măsurare de (100), 125, 150, 200, 250, 300, (400) şi 500 mm (valorile din paranteze nu sînt recomandate) şi cu precizia de citire de 0,1 mm (pentru toate limitele superioare de măsurare) şi 0,02 mm (pentru limite superioare de măsurare pînă la 200 mm).

Erorile tolerate ale indicaţiilor nu trebuie să depăşească valorile prescrise în tabelul 5.4.

Erorile tolerate se compară cu eroarea reală, care se determină ca diferenţă dintre indicaţia şublerului şi dimensiunile nominale ale calelor plan-paralele ce se folosesc în acest scop. Erorile constatate se raportează la temperatura de referinţă de +20 °C.

Şublerul de trasaj (fig. 5.15) folosit în atelierele mecanice la lucrările de trasare sau măsurare a înălţimilor, este compus dintr-o riglă gradată *1* fixată pe o talpă (bază) *2* cu suprafaţa inferioară de aşezare plană şi dintr-un cursor *3*, care se deplasează pe riglă şi pe care, în afară de vernierul *4*, este fixat cursorul *5* şi vîrful ascuţit schimbabil *6* pentru trasare, sau vîrful plat *7* pentru măsurarea înălţimilor.

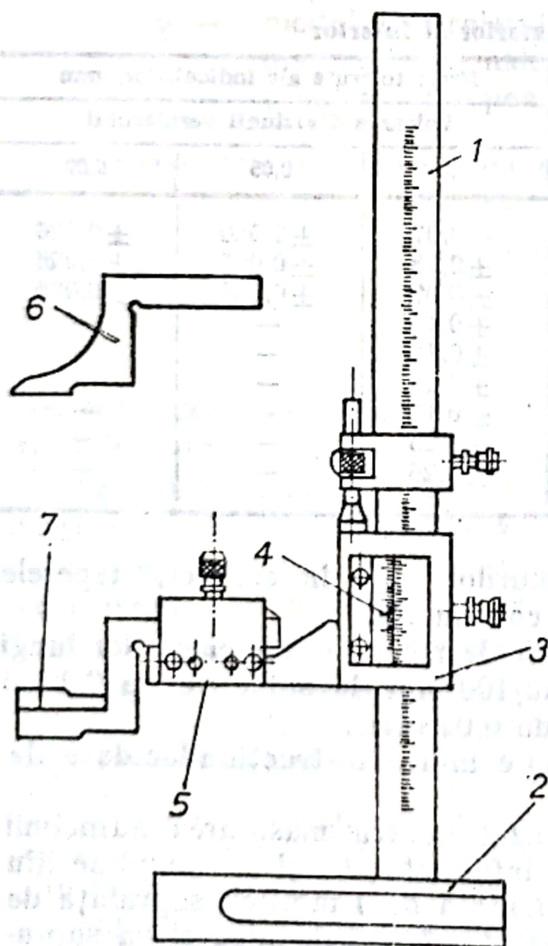


Fig. 5.15. Şubler de trasaj.

Şublerele de trasaj se execută cu limite superioare de măsurare de : 300, 500, 800 şi 1 000 mm şi cu precizia de citire de : 0,1 ; 0,05 şi 0,02 mm.

Tabelul 5.4

Erori tolerate ale şublerelor de adîncime

Limita superioară de măsurare, mm	Precizia de citire	
	1/10	1/50
Pînă la 200	±0,09	±0,02
250 şi 300	±0,10	—
400 la 500	±0,15	—

Erorile tolerate sînt indicate în tabelul 5.5.

Tabelul 5.5

Erori tolerate ale şublerelor de trasaj

Limita superioară de măsurare, mm	Precizia de citire		
	0,02	0,05	0,1
	Eroarea tolerată, mm		
300	±0,02	±0,05	±0,1
500			
800	—	—	±0,1
1 000			

5.2.4. APARATE MICROMETRICE

Aparatele micrometrice, numite şi *micrometre*, se bazează pe principiul şurubului micrometric, la care deplasările unghiulare (mişcarea de rotaţie) se transformă în deplasări liniare. Şurubul micrometric se execută cu o precizie înaltă şi are, de obicei, pasul de 0,5 mm, astfel că, la o rotaţie completă, el se deplasează, în direcţie axială, cu o valoare egală cu pasul.

Se deosebesc : micrometre de exterior, micrometre de interior, micrometre de adîncime şi micrometre speciale.

Micrometrul de exterior (fig. 5.16, *a*) utilizat pentru măsurarea dimensiunilor exterioare, este format din următoarele piese şi părţi componente : corpul sau potcoava *1*, nicovala *2* cu suprafaţa de măsurare *3*, bucşa filetată *4* pentru ghidarea tijei *5* cu suprafaţa de măsurare *6* şi pentru înşurubarea şurubului micrometric *7*, tamburul gradat *8* (care se presează pe capul şurubului micrometric), capacul *9* (care se strînge, prin filet, pe tamburul gradat) şi dispozitivul de limitare a forţei de măsurare, format din piesele *10*, *11*, *12* şi *13*. Piuliţa *14* serveşte la reglarea jocului în filetul bucşei *4* şi şurubului micrometric. Pentru că, de multe ori, măsurarea se face în condiţii dificile, micrometrul este prevăzut cu mecanismul *15* de blocare a tijei *5*. În acest fel, tija *5* şi, totodată, şurubul micrometric nu se mai pot roti şi deplasa, permiţînd efectuarea citirii într-o poziţie mai comodă.

Scanned with OKEN Scanner

La exteriorul bucşei filetate 4 este trasată o scară gradată longitudinală (fig. 5.16 *b* şi *c*), cu repere din 0,5 în 0,5 mm alternativ de o parte şi de cealaltă a unei linii pe generatoare, iar pe marginea porţiunii conice a tamburului 8

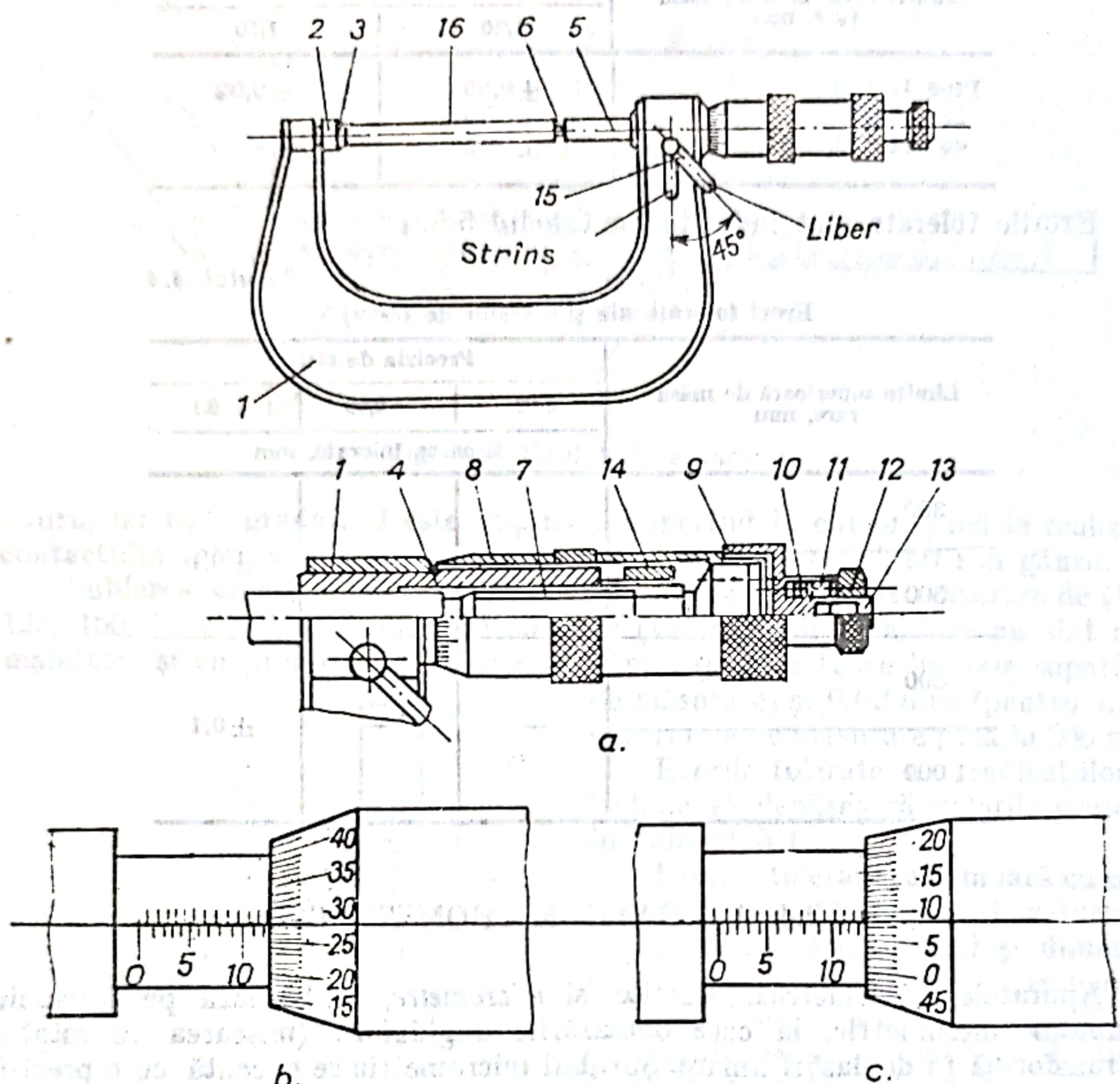


Fig. 5.16. Micrometru de exterior.

sînt trasate 50 de diviziuni, formînd scara gradată circulară. Cum la o rotaţie completă a tamburului şi a şurubului micrometric deplasarea liniară este de 0,5 mm, rezultă că valoarea unei diviziuni de pe scara circulară a tamburului este de 0,5 : 50 = 0,01 mm. La măsurare, citirea se face pe scara gradată longitudinală pentru valori ale dimensiunii pînă la, cel puţin, 0,5 mm, folosind ca indice marginea tamburului 8, şi pe scara circulară pentru fracţiuni de milimetru pînă la 0,01 mm, folosind ca indice linia scării gradate longitudinale. În exemplul din figura 5.16, *b*, valoarea citită este 13 + 0,28 = 13,28 mm, iar în exemplul din figura 5.16, *c* valoarea citită este 13,50 + 0,07 = 13,57 mm.

Se recomandă ca, la cursa înainte (pentru măsurare), şurubul micrometric să fie acţionat prin intermediul dispozitivului de limitare a forţei de măsurare (şi nu de tamburul *8*), pentru a se evita erorile ce pot apărea din cauza deformaţiilor şurubului micrometric şi ale materialului piesei, nicovalei şi tijei în punctele de contact.

Erorile de indicație tolerate ale micrometrelor de exterior *Tabelul 5.6*

Limita superioară de măsurare mm	Erorile tolerate ale indicației µm		Abaterile limită ale suprafețelor de măsurare				Erori datorită deformării potcoavei µm/daN
			de la planeitate			de la planparalelism	
			Benzi de interferență		µm	µm	
	Clasa 1	Clasa 2	Clasa de precizie				
			1	2	1 și 2	1 și 2	1 și 2
25	±4	±8	2	3	0,9	2	2
50						2,5	
75							3
100						3	
125 ; 150	±5	±10				3,5	4
175 ; 200	±6	±12				4	5
225 ; 250	±7	±14				5	6
275 ; 300						6	
325 ; 350	±8	±16				7	8
375 ; 400						8	
425 ; 450	±9	±20				9	10
475 ; 500						10	

Sînt standardizate micrometre de exterior de tip ușor și de tip greu. *Micrometrele de tip ușor* au domeniul de măsurare de 25 mm, cu limitele de 0—25 mm; 25—50 mm ș.a.m.d. pînă la 175—200 mm. Micrometrele de acest tip, cu limita inferioară de măsurare diferită de zero, sînt însoțite de o cală de reglare *16* (v. fig. 5.16, *a*), a cărei lungime este egală chiar cu limita inferioară respectivă. *Micrometrele de tip greu* au limita superioară de măsurare de peste 200 mm, se execută, de obicei, cu dimensiuni din 100 în 100 mm și sînt prevăzute cu cîte patru nicovale amovibile din 25 în 25 mm pentru acoperirea tuturor valorilor intermediare.

Micrometrele de exterior sînt executate în clasele de precizie 1 și 2. Erorile de indicație tolerate ale acestor micrometre sînt date în tabelul 5.6, în funcție de limita superioară de măsurare și de clasa de precizie.

Scanned with OKEN Scanner

În prezent, se execută şi micrometre cu valoarea diviziunii de 0,001; 0,002 şi 0,005 mm.

Micrometrul de interior se execută în mai multe variante constructive, dintre care mai importante sînt: micrometrul tip vergea, micrometrul cu fălci şi micrometrul cu bacuri autocentrante.

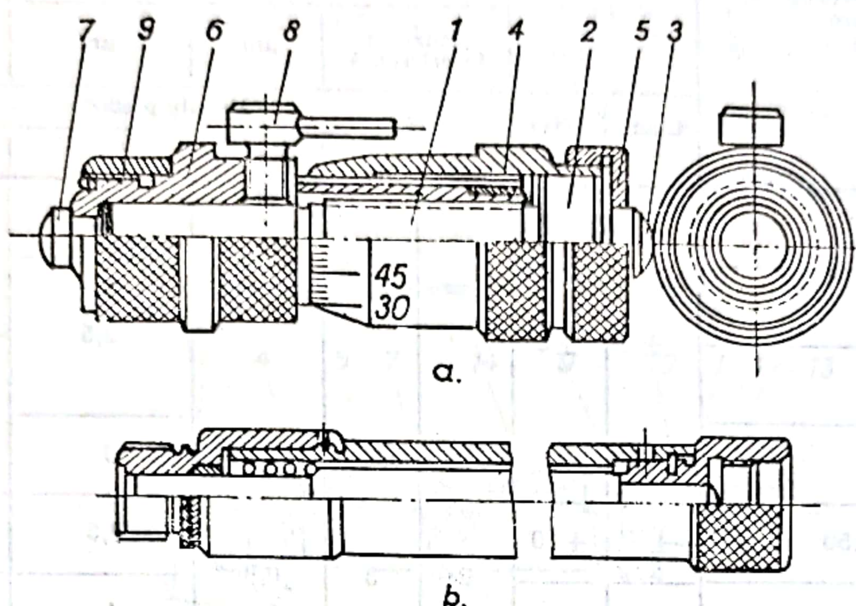


Fig. 5.17. Micrometru de interior tip vergea.

Micrometrul de interior tip vergea (fig. 5.17, *a*), folosit, în special, la măsurarea diametrelor alezajelor, este compus din următoarele elemente: şurubul micrometric *1*, prelungit cu un umăr cilindric *2* şi o tijă scurtă care se termină cu suprafaţa sferică de măsurare *3*; tamburul gradat *4*, montat pe umărul cilindric *2* şi strîns cu piuliţa *5*; bucşa filetată *6*; tija fixă *7* cu suprafaţa frontală sferică (a doua suprafaţă de măsurare a micrometrului); mecanismul de blocare *8*. Şurubul micrometric are pasul de 0,5 mm şi o cursă de 13 mm. Micrometrele de interior se construiesc cu limita inferioară de măsurare de 40 şi 50 mm.

Citirea indicaţiilor se face în acelaşi mod ca la micrometrul de exterior.

Pentru mărirea limitelor de măsurare, micrometrul de interior tip vergea este prevăzut cu filet, pe care se înşurubează prelungitorul prezentat în figura 5.17, *b*, în locul piuliţei de protecţie *9* din figura 5.17, *a*. La fiecare prelungitor se poate înşuruba un alt prelungitor, ajungîndu-se, astfel, la o limită maximă de măsurare de peste 1 000 mm. La livrare micrometrul este însoţit de o trusă de prelungitoare cu lungimile de 13, 25, 50, 100, 150 şi 200 mm.

Schema de principiu a micrometrului tip vergea şi schema de măsurare sînt prezentate în figura 5.18, *c* şi respectiv 5.18, şi *a*, *b*. Din schema de măsurare se observă că aparatul trebuie rotit în plan vertical (fig. 5.18, *a*), pînă se obţine valoarea minimă şi deplasat în plan orizontal (fig. 5.18, *b*), pînă se obţine o valoare maximă.

Micrometrul de interior tip vergea se execută în două clase de precizie cu erori de indicaţie tolerate destul de mari (de la ±4 µm la ±60 µm, în funcţie de limitele de măsurare).

Scanned with OKEN Scanner

Micrometrul de interior cu fălci (fig. 5.19), executat în două clase de precizie, este prevăzut cu două fălci *1*, dintre care una este solidară cu corpul-bucşă *2*, iar a doua este mobilă, deplasîndu-se odată cu tija şurubului micrometric. Fălcile au dimensiunea de 5 mm pentru limitele de măsurare de 5—30 mm şi

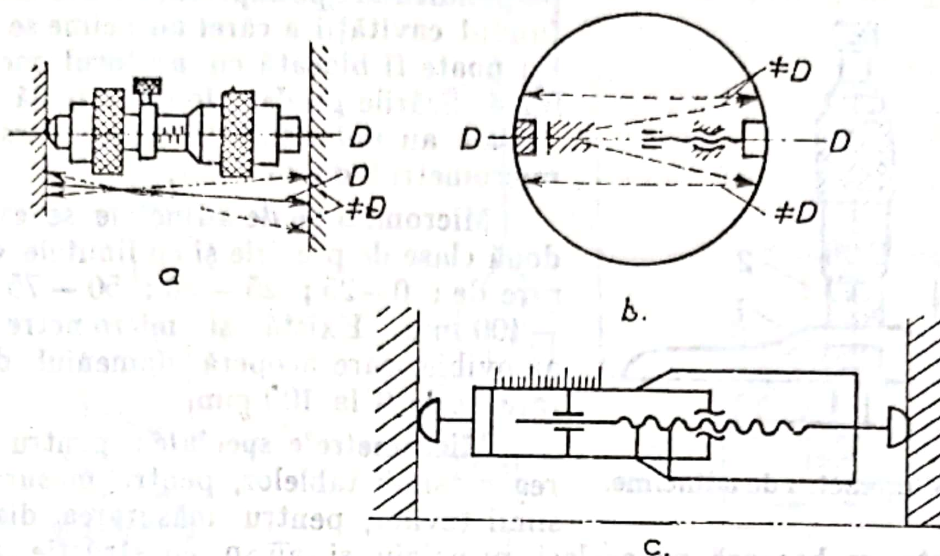


Fig. 5.18. Schema de măsurare şi schema de principiu a micrometrului tip vergea.

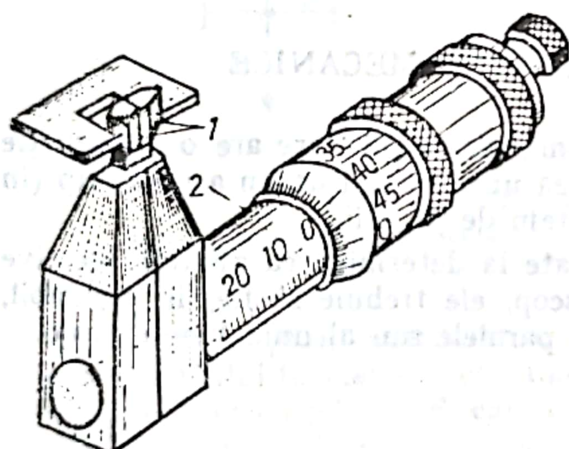


Fig. 5.19. Micrometru de interior cu fălci.

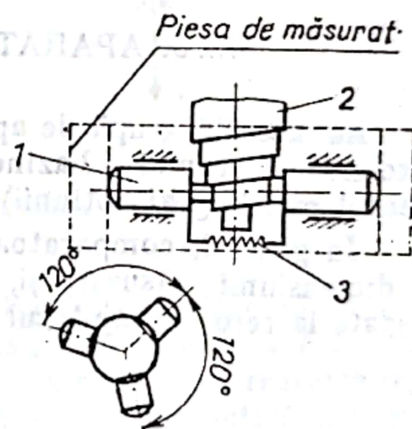


Fig. 5.20. Micrometru de interior cu bacuri (plunjere) autocentrante.

de 10 mm pentru limitele de măsurare 25—50 şi 30—55 mm. De remarcat că, la cele două scări gradate (longitudinală şi circulară) gradaţiile sînt inverse decît la tipurile anterioare de micrometre.

Micrometrul de interior cu bacuri autocentrante (fig. 5.20) se execută în set de cinci micrometre care acoperă domeniul de măsurare de la 6 la 2 000 mm, cu valoarea diviziunii de 0,001 mm. Bacurile (plunjerele) autocentrante *1* sînt ţinute în contact cu axul *2* (de construcţie specială) prin arcurile *3*. La rotirea şi deplasarea axială a axului *2* are loc şi o deplasare radială a bacurilor *1* pînă la contactul cu suprafaţa piesei. Partea de acţionare şi de citire este asemănătoare cu cea a micrometrului obişnuit.

Scanned with OKEN Scanner

Micrometrul de adîncime (fig. 5.21) este prevăzut cu traversa *1*, solidară cu corpul-bucşă *2*. Suprafaţa plană inferioară a traversei este o suprafaţă de măsurare şi ea vine în contact cu suprafaţa frontală a piesei care se măsoară. Tija *3*, solidară şi în continuare cu şurubul micrometric, se deplasează în direcţie perpendiculară pe suprafaţa traversei şi atinge fundul cavităţii a cărei adîncime se măsoară. Ea poate fi blocată cu ajutorul mecanismului *4*. Scările gradate longitudinală şi transversală au indicaţiile în sens invers decît la micrometrul de exterior.

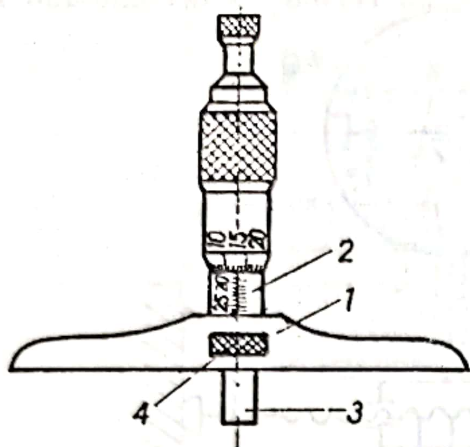


Fig. 5.21. Micrometru de adîncime.

Micrometrele de adîncime se execută în două clase de precizie şi cu limitele de măsurare de: 0—25; 25—50; 50—75 şi 75—100 mm. Există şi micrometre cu tije amovibile care acoperă domeniul de măsurare de la 0 la 100 mm.

Micrometrele speciale: pentru măsurarea grosimii tablelor, pentru măsurarea grosimii ţevilor, pentru măsurarea diametrului sîrmelor etc. se bazează pe acelaşi principiu şi aù o construcţie asemănătoare cu a micrometrelor de exterior, dar cu unele deosebiri specifice.

5.2.5. APARATE COMPARATOARE MECANICE

La această grupă de aparate, mecanismul de amplificare are o construcţie exclusiv mecanică, bazîndu-se pe folosirea unei pîrghii de un anumit tip (în sensul mai larg al noţiunii) sau a unui sistem de pîrghii.

În general, comparatoarele sînt utilizate la determinarea abaterii efective a dimensiunii măsurate şi, pentru acest scop, ele trebuie să fie, în prealabil, reglate la zero, cu ajutorul unei cale plan-paralele sau al unui bloc de cale.

5.2.5.1. Aparate comparatoare mecanice cu pîrghie simplă

Aceste comparatoare, numite *minimetre* au, ca mecanism de amplificare şi de transmitere, o pîrghie prevăzută cu reazeme în formă de cuţit. Mai des întîlnite sînt următoarele variante constructive de minimetre: cu cuţit basculant superior (fig. 5.22, *a*), cu cuţit basculant inferior (fig. 5.22, *b*) şi cu reazem alunecător (fig. 5.22, *c*).

Raportul de amplificare al aparatului este, în mod obişnuit, egal cu 1 000 şi este dat de raportul dintre lungimea braţului mare al pîrghiei *L* şi lungimea braţului mic al pîrghiei *1* sau de raportul dintre deplasarea acului indicator cu o diviziune pe scara gradată şi deplasarea liniară a tijei palpatorului cu valoarea diviziunii, respectiv (v. fig. 5.22):

$$K = \frac{L}{l} = \frac{c}{i} = 1\,000.$$

Dacă diviziunea pe scară gradată este $c=1$ mm, rezultă că valoarea diviziunii:

$$i=\frac{c}{K}=\frac{1}{1\,000}=0{,}001 \text{ mm}.$$

Domeniul de măsurare pe scara gradată este, de obicei, de $\pm 0{,}050$ mm.

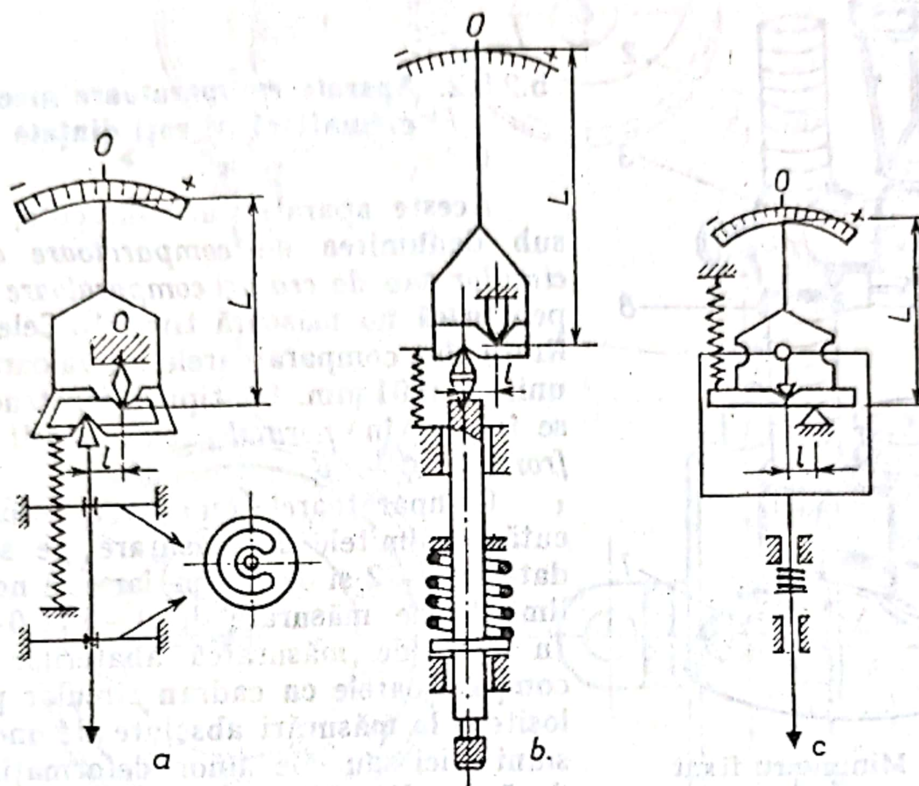


Fig. 5.22. Minimetre:

a — cu cuțit basculant superior; *b* — cu cuțit basculant inferior; *c* — cu reazem alunecător.

Ca orice aparat comparator, minimetrul *4* (fig. 5.23) se fixează în brațul *3* al suportului format din coloana cu filet (cu pas mare) *2* și talpa *1*. Suportul este prevăzut cu măsuța *6*, care stă pe un reazem fix și pe două reazeme reglabile *7*. Cu ajutorul acestora, măsuța este adusă în poziție orizontală sau, eventual, într-o poziție înclinată necesară. Piulița *8* servește la ridicarea și coborîrea minimetrului cu brațul *3* pe coloana *2*. Reglarea fină a distanței dintre măsuța *6* și palpatorul aparatului (pentru reglarea la zero a aparatului) se face cu ajutorul mecanismului *5*.

Reglarea la zero a minimetrului și, în general, a tuturor comparatoarelor se face după același procedeu. În cazul cînd abaterile limită prescrise la dimensiunea măsurată nu depășesc, ca valoare, limitele scării gradate ale aparatului, se alege o cală sau se formează un bloc de cale cu lungimea egală cu valoarea nominală a dimensiunii date; cala sau blocul de cale se așază pe măsuța minimetrului, apoi, după deblocare și prin rotirea piuliței *8*, minimetrul este coborît pînă cînd palpatorul vine în contact cu cala iar acul indicator ocupă o poziție oarecare între limitele scării gradate; acul indicator este adus în dreptul reperului zero prin reglarea fină pe înălțime a măsuței *6*, cu ajutorul mecanismului *5*. Reglarea se termină cu fixarea indicatorilor de abateri limită în pozițiile corespunzătoare toleranței prescrise. În cazul cînd abaterile limită prescrise

Scanned with OKEN Scanner

depăşesc, ca valoare, limitele scării gradate, dimensiunea calei sau a blocului de cale se ia egală cu dimensiunea medie prescrisă a piesei măsurate.

Palpatorul aparatului poate avea suprafaţa de măsurare plană (pentru măsurarea pieselor cilindrice şi sferice) sau sferică (pentru măsurarea pieselor prismatice).

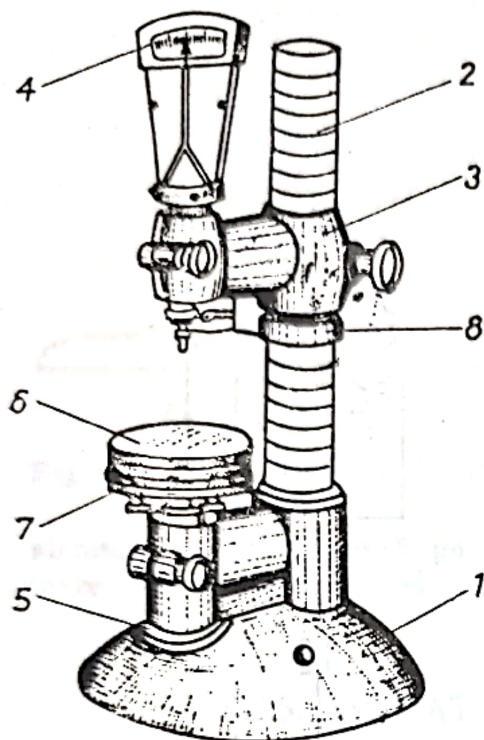


Fig. 5.23. Minimetru fixat în suport.

5.2.5.2. Aparate comparatoare mecanice cu cremalieră şi roţi dinţate

Aceste aparate sînt cunoscute, mai ales, sub denumirea de *comparatoare cu cadran circular* sau de *ceasuri comparatoare* (incorect, pentru că nu măsoară timpul). Cele mai utilizate sînt comparatoarele cu valoarea diviziunii de 0,01 mm. Ca tipuri constructive, ele se împart în *normale, cu gabarit redus* şi *frontale.*

Comparatoarele cu gabarit redus se execută cu limitele de măsurare pe scara gradată de 0—2 şi 0—3 mm, iar cele normale cu limitele de măsurare de 0—5 şi 0—10 mm. În afară de măsurarea abaterilor efective, comparatoarele cu cadran circular pot fi folosite şi la măsurări absolute ale unor dimensiuni mici sau ale unor deformaţii care nu depăşesc limita superioară de măsurare pe scara gradată.

În figura 5.24, *a* este prezentată schema de principiu a comparatorului normal cu valoarea diviziunii de 0,01 mm. De la tija palpatorului *1*, care, pe o anumită porţiune, este prevăzută cu dinţi (ca o cremalieră), mişcarea este transmisă la pinionul cu $z_1=16$ dinţi. Pe acelaşi ax cu pinionul este montată rigid roata dinţată cu $z_2=100$ dinţi, care transmite mişcarea mai departe, la pinionul cu $z_3=10$ dinţi. Pe axul acestui pinion este montat rigid acul indicator *2*, care se roteşte în faţa scării gradate circulare. Roata dinţată cu $z_4=100$ dinţi şi arcul spiral *3* au rolul de a asigura, în toate angrenajele, contactul permanent pe acelaşi flanc al dintelui, pentru a se elimina cursa moartă la mişcarea reversibilă.

Raportul de amplificare este dat de relaţia:

$$K=\frac{2R}{m\cdot z_3}\cdot\frac{z_2}{z_1}=150, \tag{5.7}$$

în care: R este lungimea acului indicator, în mm;

m — modulul roţilor dinţate din angrenaj, în mm.

Cum diviziunea scării gradate circulare este $c=1,5$ mm, rezultă:

$$i=\frac{c}{K}=\frac{1,5}{150}=0,01 \text{ mm}.$$

Scanned with OKEN Scanner

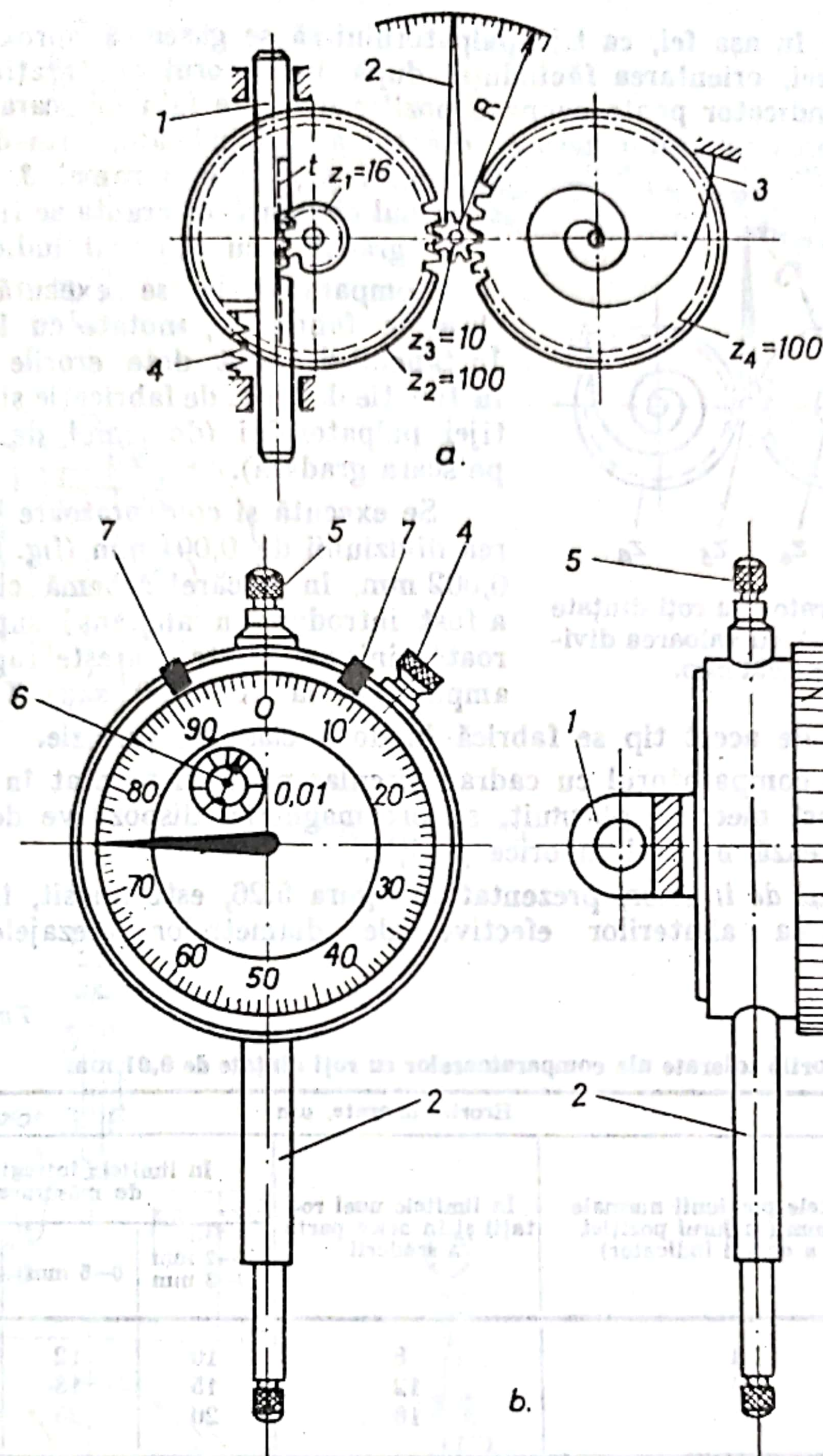


Fig. 5.24. Comparator cu cadran circular :
a — schema de principiu; *b* — vedere generală.

Scara gradată are 100 diviziuni şi, deci, deplasarea palpatorului cu 1 mm provoacă rotirea cu 360° a acului indicator.

Pentru măsurare, comparatorul se fixează într-un suport prin intermediul urechii *1* sau al corpului *2* (fig. 5.24, *b*). Funcţionarea comparatorului se verifică ridicînd şi coborînd uşor tija palpatorului cu ajutorul butonului *5*. Pentru reglarea la zero, comparatorul (în suport) se fixează în contact cu blocul de

cale de reglare în aşa fel, ca tija palpatorului să se găsească aproximativ la jumătatea cursei, orientarea făcîndu-se după indicatorul de turaţii *6*. Prin aceasta, acul indicator poate ocupa o poziţie oarecare faţă de scara gradată. Urmează aducerea reperului zero în dreptul acului indicator prin desfacerea şurubului *4* şi rotirea ramei *3* odată cu cadranul circular. Toleranţa se fixează, pe scara gradată, cu ajutorul indicilor *7*.

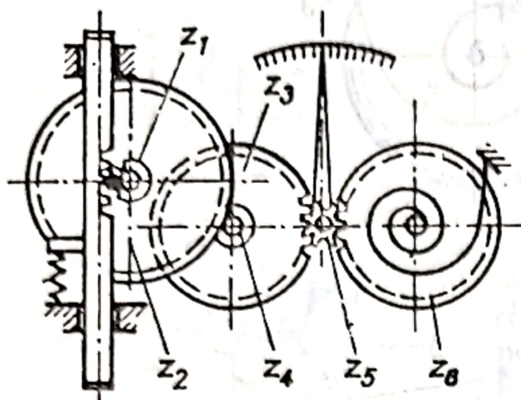


Fig. 5.25. Comparator cu roţi dinţate (cu cadran circular) cu valoarea diviziunii de 0,001 mm.

Comparatoarele se execută în trei clase de fabricaţie, notate cu 1, 2 şi 3. În tabelul 5.7 sînt date erorile tolerate, în funcţie de clasa de fabricaţie şi de cursa tijei palpatorului (domeniul de măsurare pe scara gradată).

Se execută şi comparatoare cu valoarea diviziunii de 0,001 mm (fig. 5.25) sau 0,002 mm, în a cărei schemă cinematică a fost introdus un angrenaj suplimentar roată-pinion; acesta măreşte raportul de amplificare la $K = 750$ sau $K = 1\,500$. Comparatoarele de acest tip se fabrică în două clase de precizie.

În general, comparatorul cu cadran circular poate fi montat în orice fel de suport (suport mecanic obişnuit, suport magnetic, dispozitive de control etc.) şi funcţionează normal în orice poziţie.

Comparatorul de interior, prezentat în figura 5.26, este folosit, în special pentru măsurarea abaterilor efective ale diametrelor alezajelor. Prin

Tabelul 5.7.

Erorile tolerate ale comparatoarelor cu roţi dinţate de 0,01 mm

Clasa de fabricaţie	Erorile tolerate, μm				
	În limitele porţiunii normale de 0,1 mm (în jurul poziţiei medii a acului indicator)	În limitele unei rotaţii şi în orice parte a scăderii	În limitele întregii curse de măsurare		
			0–2 mm 0–3 mm	0–5 mm	0–10 mm
1	4	8	10	12	18
2	6	12	15	18	25
3	8	18	20	25	30

reglarea la zero a aparatului, dimensiunea calei sau a blocului de cale de reglare, respectiv dimensiunea nominală sau medie prescrisă se concretizează în distanţa dintre suprafeţele sferice de măsurare ale tijei schimbabile *1* (pentru diferite gama de dimensiuni, de exemplu, 35—40, 40—45, 45—50 mm) şi tijei mobile *2*. De la aceasta, mişcarea se transmite, fără amplificare, prin bila *3*, pîrghia *4* (care se roteşte în articulaţia *5*) şi tija *6* la comparatorul cu roţi dinţate *7*. Întregul ansamblu este montat în carcasa de protecţie *8*, ţeava *9* şi carcasa *10*. Aparatul se ţine de mînerul termoizolant *11*. La măsurare, tijele *1* şi *2* se centrează pe diametru cu ajutorul punţii mobile cu arc *12*. Reglarea

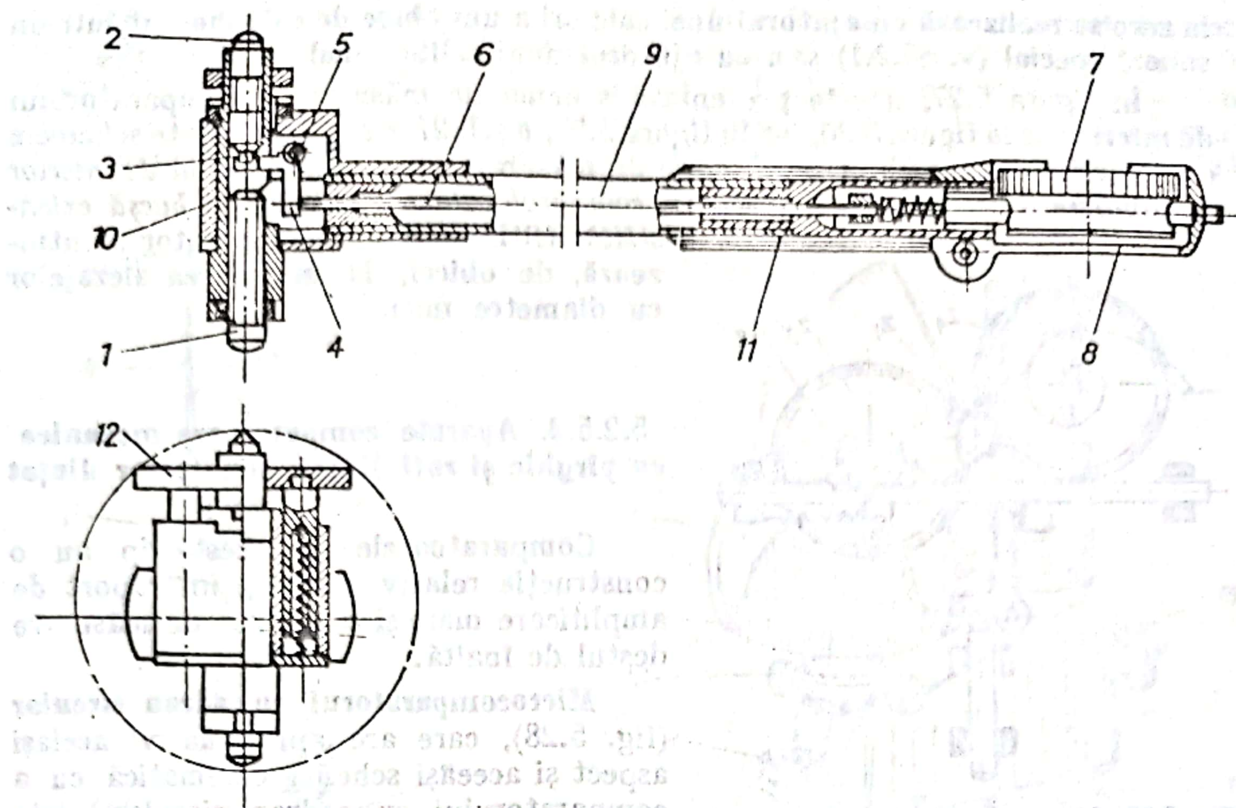


Fig. 5.26. Comparator de interior.

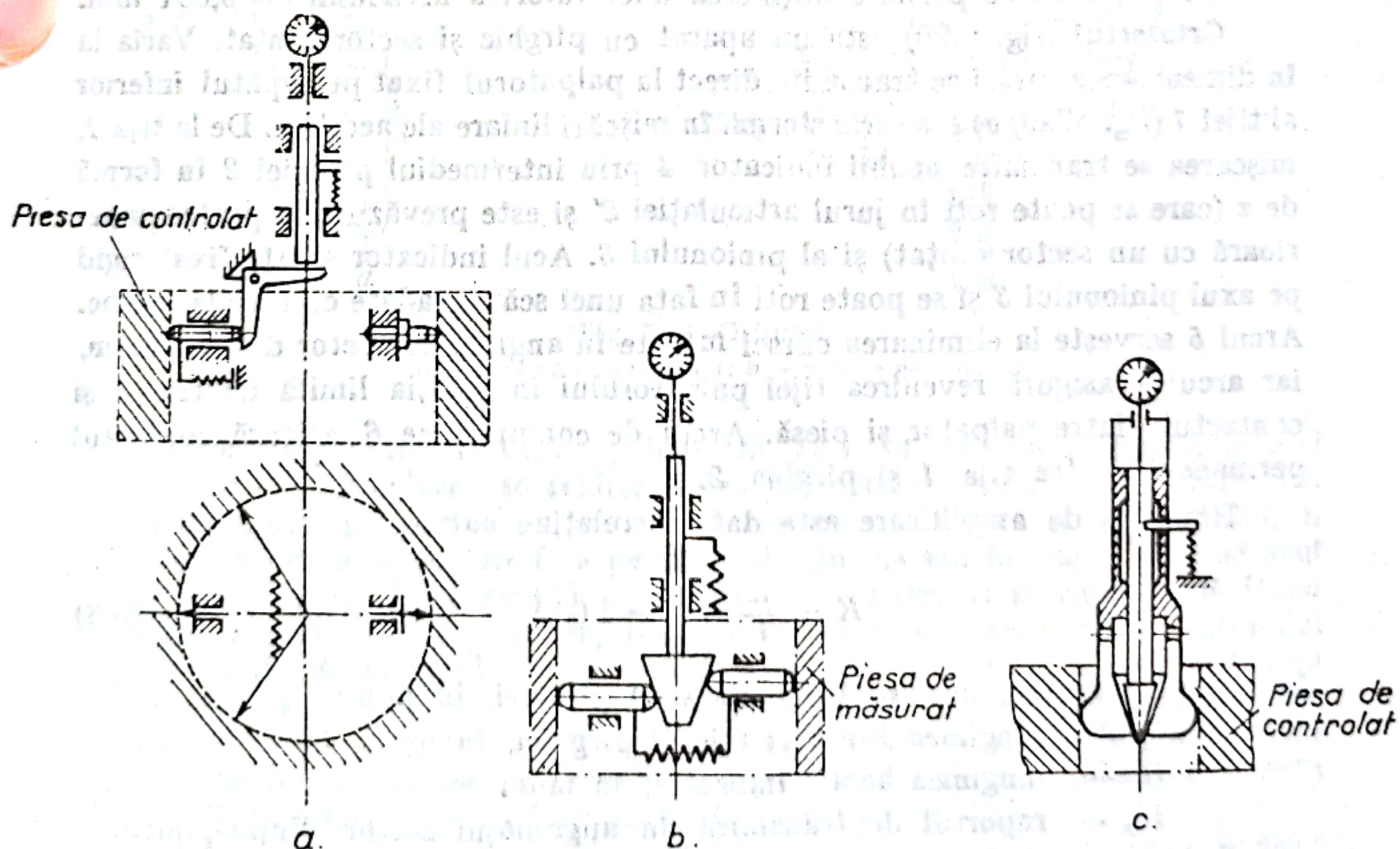


Fig. 5.27. Scheme de principiu şi de măsurare ale diferitelor tipuri de comparatoare de interior.

la zero se realizează cu ajutorul unei cale ori a unui bloc de cale montat într-un suport special (v. §5.2.1) sau cu ajutorul unui calibru inel.

În figura 5.27, *a* este prezentată schema de măsurare a comparatorului de interior de la figura 5.26, iar în figura 5.27, *b* şi 5.27, *c* sînt prezentate schemele constructive de principiu şi schemele de măsurare ale *comparatorului de interior cu plunjere autocentrante* şi respectiv *comparatorului de interior cu bucşă extensibilă*. Ultimul tip de comparator se utilizează, de obicei, la măsurarea alezajelor cu diametre mici.

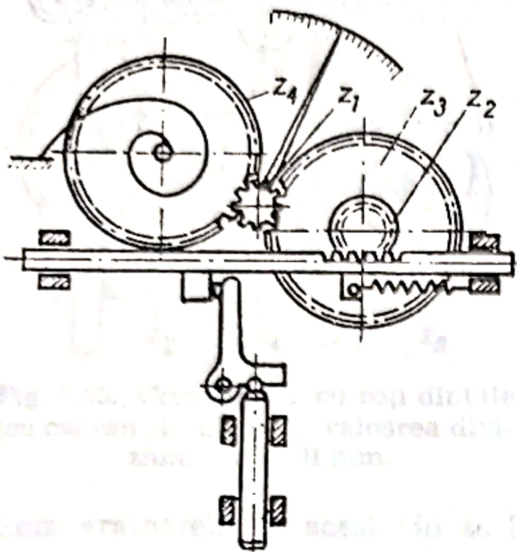


Fig. 5.28. Microcomparator cu cadran circular.

5.2.5.3. Aparate comparatoare mecanice cu pîrghie şi roţi dinţate sau sector dinţat

Comparatoarele de acest tip au o construcţie relativ simplă, un raport de amplificare mare şi o precizie de măsurare destul de înaltă.

Microcomparatorul cu cadran circular (fig. 5.28), care are aproximativ acelaşi aspect şi aceeaşi schemă cinematică cu a comparatorului cu cadran circular, este prevăzut, în plus faţă de ultimul, cu o pîrghie, care măreşte raportul de amplificare de zece ori, ceea ce permite obţinerea unei valori a diviziunii de 0,001 mm.

Ortotestul (fig. 5.29) este un aparat cu pîrghie şi sector dinţat. Variaţia în dimensiunea piesei se transmite direct la palpatorul fixat pe capătul inferior al tijei *1* (fig. 5. 29, *a*) şi se transformă în mişcări liniare ale acesteia. De la tija *1*, mişcarea se transmite acului indicator *4* prin intermediul pîrghiei *2* în formă de z (care se poate roti în jurul articulaţiei *2'* şi este prevăzută la partea superioară cu un sector dinţat) şi al pinionului *3*. Acul indicator *4* este fixat rigid pe axul pinionului *3* şi se poate roti în faţa unei scări gradate cu zero la mijloc. Arcul *5* serveşte la eliminarea cursei moarte în angrenajul sector dinţat-pinion, iar arcul *7* asigură revenirea tijei palpatorului în poziţia limită inferioară şi contactul dintre palpator şi piesă. Arcul de compresiune *6* asigură contactul permanent dintre tija *1* şi pîrghia *2*.

Raportul de amplificare este dat de relaţia:

$$K = \frac{L}{l} \cdot \frac{R}{K_p} = 1\,000 \qquad (5.8)$$

în care: L este lungimea braţului mare al pîrghiei, în mm;
l — lungimea braţului mic al pîrghiei, în mm;
R — lungimea acului indicator, în mm;
K_p — raportul de transmisie în angrenajul sector dinţat-pinion.

Scara gradată are diviziunea c=1 mm, valoarea diviziunii i=0,001 mm şi limitele de măsurare de ±0,100 mm.

Scanned with OKEN Scanner

Pentru utilizare, ortotestul *7* (fig. 5.29, *b*) se fixează într-un suport, format din postamentul *1*, coloana filetată *2* şi braţul *3*. Acesta din urmă poate fi ridicat şi coborît pe coloana *2* (în scopul reglării grosolane a aparatului) cu ajutorul piuliţei *14* şi apoi blocat prin acţionarea rozetei *15*. Cala sau blocul de cale de reglare se aşază pe masa *11*, după care ortotestul este coborît pînă

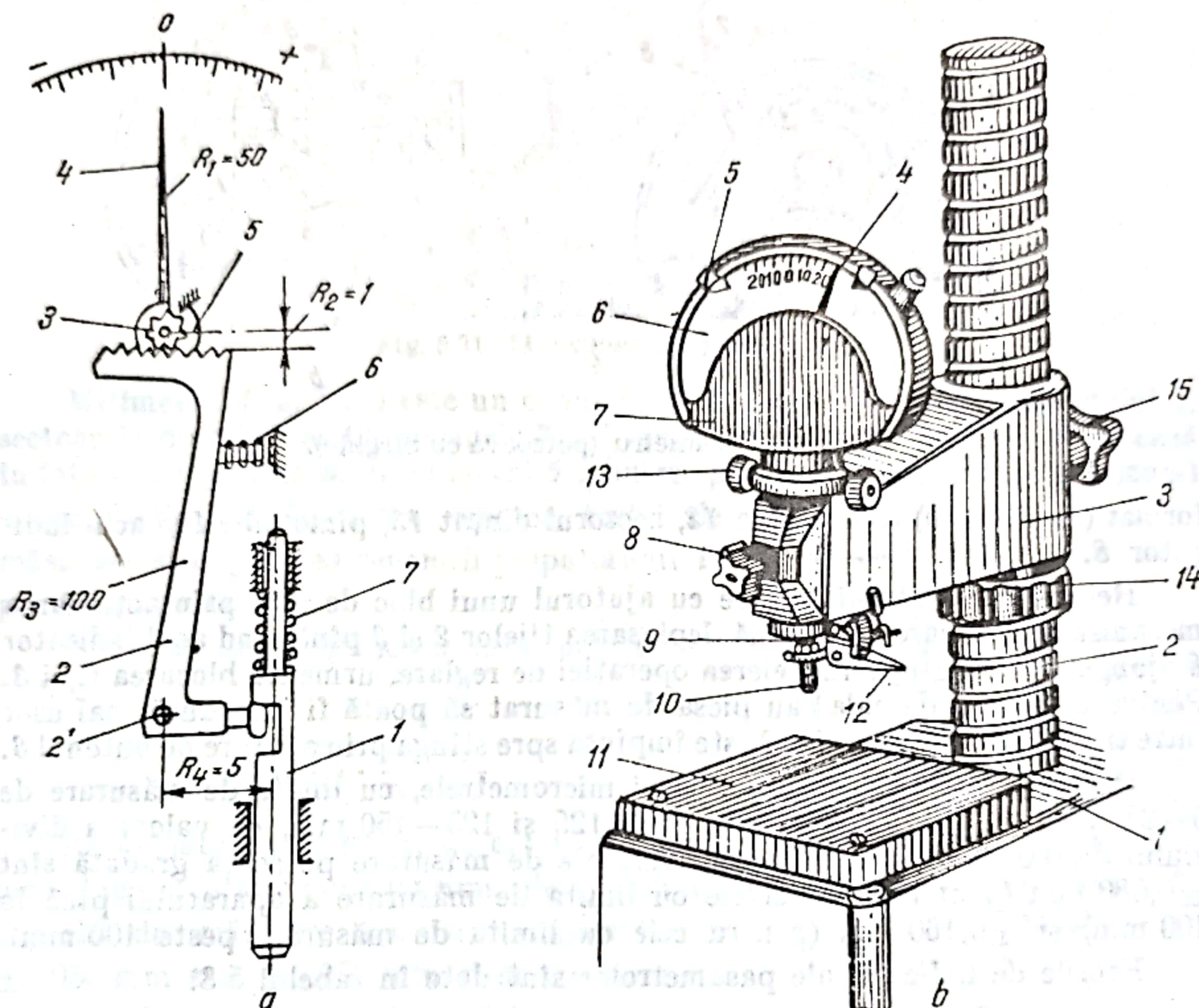


Fig. 5.29. Ortotest:
a — schemă de principiu; *b* — vedere generală.

la contactul aproximativ dintre palpatorul *10* fixat pe tija palpatorului *9* şi blocul de cale. Reglarea se realizează cu ajutorul colierului cu excentric *13*. Colierul; fixat pe partea superioară a carcasei cilindrice a ortotestului, îi imprimă acestuia o mişcare fină pe verticală (în sus sau în jos), pînă cînd acul indicator *4* ajunge la reperul zero al scării gradate trasate pe cadranul *6*. După terminarea operaţiei de reglare, ortotestul este blocat cu ajutorul şurubului cu mîner *8*. Mecanismul *12* serveşte la ridicarea palpatorului *10*, pentru ca piesa care se măsoară să poată fi aşezată mai uşor în poziţia de măsurare (pe masa *11* şi sub palpatorul *10*). Reglarea fină este uşurată şi de posibilitatea rotirii, în limite strînse, a cadranului *6*, cu ajutorul unui şurub. Toleranţa prescrisă este fixată pe cadran cu ajutorul a doi indici *5*.

Pasametrul sau *potcoava cu pîrghie* este un aparat comparator utilizat pentru măsurarea dimensiunilor exterioare şi are aspectul asemănător cu cel

Scanned with OKEN Scanner

al micrometrului. În corpul *1* (fig. 5.30, *a*) cu capacul *10* sînt montate: mecanismul de amplificare, mecanismul indicator, tija mobilă 2, tija reglabilă *3*, mecanismul de reglare *4* şi dispozitivul de blocare *5*. Mecanismul indicator este format din scara gradată *7*, acul indicator *8* şi indicii de toleranţă *9*, care se reglează cu ajutorul mecanismului *11*. Mecanismul de amplificare este

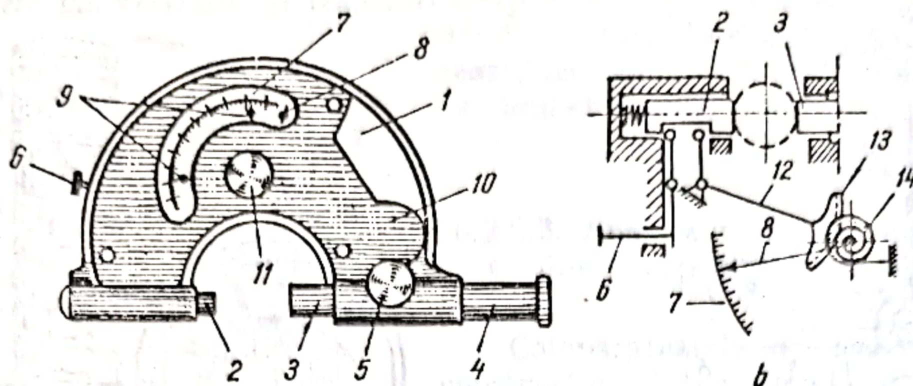


Fig. 5.30. Pasametru (potcoavă cu pîrghie).

format (fig. 5.30, *b*) din pîrghia *12*, sectorul dinţat *13*, pinionul *14* şi acul indicator *8*.

Reglarea aparatului se face cu ajutorul unui bloc de cale prin acţionarea mecanismului *4*, care determină deplasarea tijelor *2* şi *3* pînă cînd acul indicator *8* ajunge la zero. După încheierea operaţiei de reglare, urmează blocarea tijei *3*. Pentru ca blocul de cale sau piesa de măsurat să poată fi introdusă mai uşor între tijele *2* şi *3*, tija mobilă *2* este împinsă spre stînga prin apăsare pe butonul *6*.

Pasametrele se construiesc, ca şi micrometrele, cu limite de măsurare de 0—25, 25—50, 50—75, 75—100, 100—125 şi 125—150 mm, cu valoarea diviziunii de 0,002 mm şi 0,005 mm. Limitele de măsurare pe scara gradată sînt ±0,080 mm (pentru pasametrele cu limita de măsurare a aparatului pînă la 100 mm) şi ±0,160 mm (pentru cele cu limita de măsurare peste 100 mm).

Erorile de indicaţie ale pasametrelor sînt date în tabelul 5.8.

Tabelul 5.8

Erorile de indicaţie tolerate ale pasametrelor

Valoarea diviziunii mm	Erorile tolerate, µm	
	în intervalul ±10 diviziuni	pe întreaga cursă de măsurare
0,002	0,001	0,002
0,005	0,002	0,005

Micrometrul cu pîrghie (fig. 5.31) are o construcţie asemănătoare cu a pasametrului, cu deosebirea că tija reglabilă este înlocuită cu un mecanism cu şurub micrometric, ca la micrometrele obişnuite. Valoarea diviziunii pe scara circulară a capului micrometric este de 0,01 mm, iar pe scara gradată a abaterilor de 0,002 mm. Limitele de măsurare ale aparatului sînt 0—25 şi 25—50 mm.

Scanned with OKEN Scanner

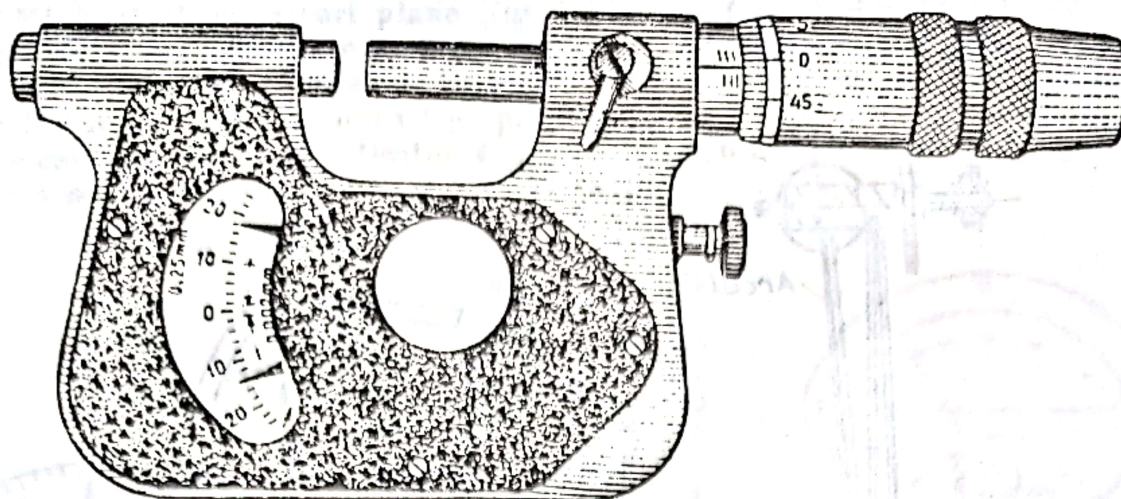


Fig. 5.31. Micrometru cu pîrghie.

Milimessul (fig. 5.32) este un comparator compus din: tija palpatorului *1*, sectoarele dințate *2* și *4*, pinioanele *3* și *7*, acul indicator *5*, care se deplasează în fața scării gradate *9*, arcul spiral *6* (pentru preluarea jocului în angrenaje) și arcul elicoidal *8* (pentru crearea forței de măsurare și asigurarea revenirii palpatorului în poziția inițială).

Raportul de amplificare este dat de relația:

$$K = \frac{R_2}{l} \cdot \frac{R_1}{r_2} \cdot \frac{L}{r_1}. \qquad (5.9)$$

Asemănător, ca aspect, cu ortotestul, milimessul se execută în două mărimi: de *tip mic*, cu limitele de măsurare ale scării gradate de ±0,030 mm sau ±0,050 mm și de *tip mare*, cu limitele de măsurare ale scării gradate de ±0,100 mm. Valoarea diviziunii pe scara gradată este de 0,001 mm.

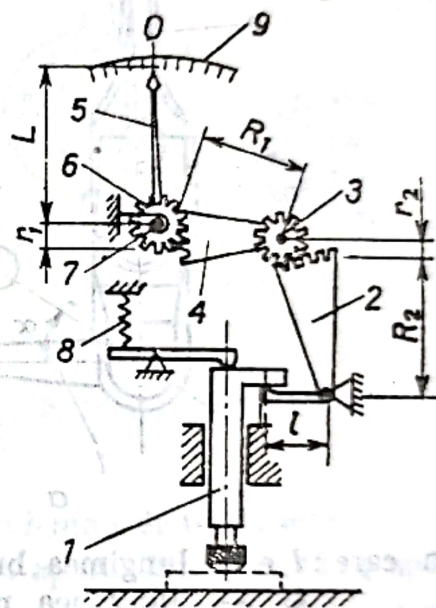


Fig. 5.32. Milimess.

5.2.5.4. Aparate comparatoare mecanice cu pîrghie și șurub elicoidal

Reprezentativ pentru această grupă de aparate este *pupitastul*, denumit și *tesatast*. El este compus, în principal (fig. 5.33, *a*), din brațul scurt *1*, pîrghia *2*, șurubul elicoidal *3* (în al cărui canal intră extremitatea superioară a pîrghiei *2*) și acul indicator *4*, fixat pe axul șurubului *3*. În timpul măsurării, deplasarea (ca mișcare de rotație cu o cursă foarte scurtă) a brațului *1* se transmite la pîrghia *2*, care, prin extremitatea ei, rotește șurubul *3* și, în același timp, acul indicator *4*.

Raportul de amplificare se calculează cu relația:

$$K = \frac{L}{l} \cdot \frac{2\pi \cdot r}{s}, \qquad (5.10)$$

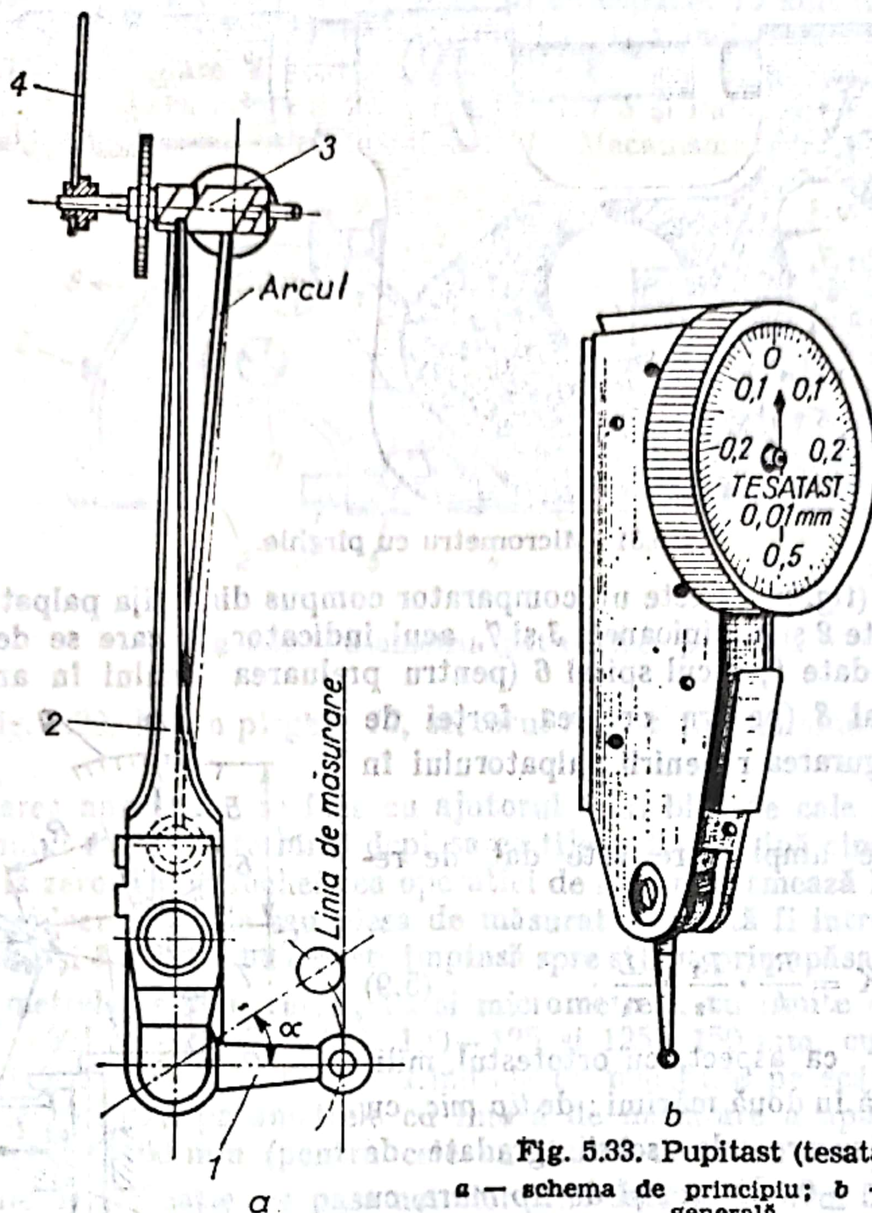


Fig. 5.33. Pupitast (tesatast) :
a — schema de principiu; *b* — vedere generală.

în care : *l* este lungimea braţului scurt *1*, în mm ;
L — lungimea pîrghiei *2*, în mm ;
s — pasul şurubului elicoidal, în mm ;
r — lungimea acului indicator, în mm.

La capătul braţului scurt *1* se montează, de obicei, palpatoare sferice cu diametrul de 1,2 sau 3 mm.

Pupitastul se construieşte în două variante, cu valoarea diviziunii de 0,01 mm sau de 0,002 mm. În figura 5.33, *b* este prezentată vederea generală a pupitastului.

5.2.5.5. Aparate comparatoare mecanice cu arc

Aceste comparatoare, a căror funcţionare se bazează pe proprietăţile elastice ale arcurilor plane, încovoiate sau răsucite, au o construcţie relativ simplă, o durabilitate mare, o frecare redusă în organele mecanismului de amplificare şi sînt lipsite de cursa moartă.

Scanned with OKEN Scanner

Minimetrul cu arcuri plane (fig. 5.34) este format din blocul mobil *1*, blocul fix *2*, arcurile plane de legătură *3* și acul indicator *4*, realizat din două arcuri plane sudate împreună la capătul superior. La măsurare, deplasarea blocului mobil *1* sub acțiunea tijei palpatorului provoacă deformarea arcurilor plane care compun acul indicator *4* și, ca urmare, vîrful acestuia se va deplasa în fața scării gradate curbe cu zero la mijloc.

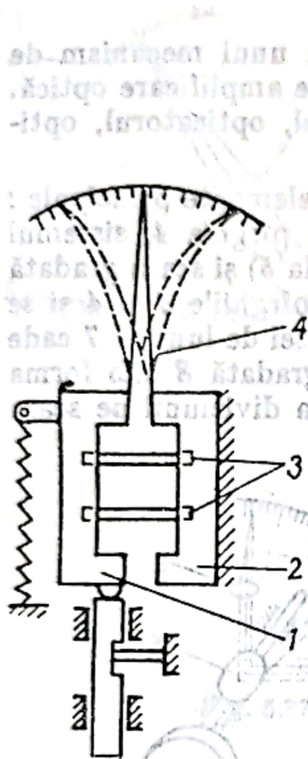


Fig. 5.34. Minimetru cu arcuri plane.

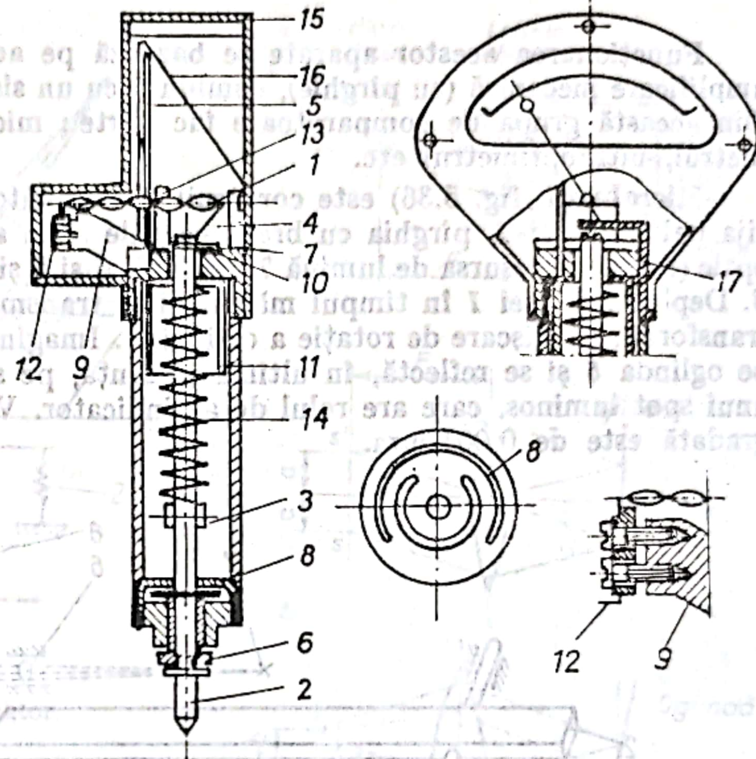


Fig. 5.35. Microcator.

Aparatul se execută, de obicei, cu valoarea diviziunii de 0,001 mm.

Microcatorul (fig. 5.35), cel mai perfecționat aparat din această grupă, funcționează pe baza proprietăților elastice ale unui arc răsucit. Deplasarea palpatorului *2* se transmite, prin tija *3*, arcul *7* și arcul-pîrghie *4*, la arcul răsucit *1*, care, cu celălalt capăt, este fixat în cadrul de reglare *9* cu șuruburile de fixare *12*. Prin aceasta, arcul răsucit *1* se întinde sau se comprimă, ceea ce provoacă rotirea acului indicator *5* în planul perpendicular pe axa arcului. Arcul *7* este fixat atît pe capătul superior al tijei *3*, cît și pe corpul *10* al aparatului. Pentru micșorarea frecării, tija *3* este fixată pe discul elastic *8*. Șaiba *6* protejează tija palpatorului la partea inferioară, iar colțarul *17* limitează cursa aceleiași tije. Amortizorul cu ulei *13* micșorează inerția în răsucirea arcului *1* și în rotirea acului indicator. Toleranța se marchează pe scara gradată cu ajutorul indicilor *16*. Forța de măsurare și revenirea palpatorului în poziția inițială sînt asigurate de arcul *14*. Întreg ansamblul aparatului este montat în corpul *11* și carcasa *15*.

Microcatorul se execută cu valoarea diviziunii de 0,0005 ; 0,001 ; 0,002 sau 0,005 mm cu limitele de măsurare pe scara gradată de la ±0,010 mm la ±0,060 mm (în funcţie de valoarea diviziunii). În general, eroarea de indicaţie a aparatului nu depăşeşte ±1,5% din valoarea abaterii măsurate.

5.2.6. APARATE COMPARATOARE OPTICO-MECANICE

Funcţionarea acestor aparate se bazează pe acţiunea unui mecanism de amplificare mecanică (cu pîrghie), combinat cu un sistem de amplificare optică. Din această grupă de comparatoare fac parte: microluxul, opticatorul, optimetrul, ultraoptimetrul etc.

Microluxul (fig. 5.36) este construit din următoarele elemente principale: tija palpatorului *1*, pîrghia cu braţe neegale *2* cu axul *3*, pîrghia *4*, sistemul optic (format din sursa de lumină *7*, lentilele *6* şi *9* şi oglinda *5*) şi scara gradată *8*. Deplasarea tijei *1* în timpul măsurării se transmite la pîrghiile *3* şi *4* şi se transformă în mişcare de rotaţie a oglinzii *5*. Imaginea sursei de lumină *7* cade pe oglinda *5* şi se reflectă, în ultimă instanţă, pe scara gradată *8* sub forma unui spot luminos, care are rolul de ac indicator. Valoarea diviziunii pe scara gradată este de 0,001 mm.

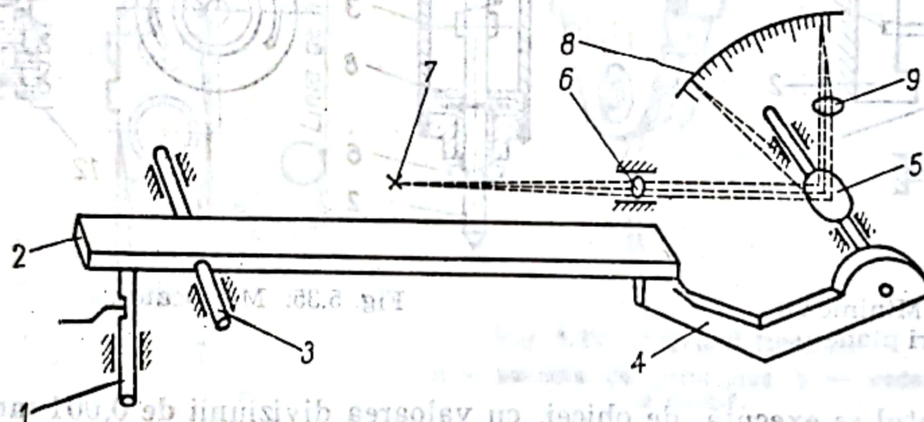


Fig. 5.36. Microlux.

Opticatorul (fig. 5.37) are sistemul mecanic de amplificare format (ca la microcator) din palpatorul şi tija palpatorului *1*, arcul-pîrghie *3*, arcul răsucit *4*, mecanismul *9* de reglare a întinderii arcului *4* şi resortul *2* de creare a forţei de măsurare. Sistemul optic de amplificare este format din sursa de lumină *6*, lentilele *7* şi oglinda *5*, care se roteşte odată cu arcul *4*. Imaginea sursei de lumină apare pe scara gradată mată *8*, cu valoarea diviziunii de 0,001 mm.

Optimetrul se bazează, în ce priveşte concepţia şi construcţia, pe principiul autocolimaţiei, conform căruia fasciculul de raze, pornit de la o sursă luminoasă aşezată în focarul unei lentile obiectiv, trece prin această lentilă şi se îndreaptă sub formă de fascicul de raze paralele spre o suprafaţă lucioasă, perpendiculată pe axa optică; reflectîndu-se pe suprafaţa lucioasă, fasciculul de raze ajunge, din nou, în focarul lentilei obiective (fig. 5.38, *a*). Dacă sursa de lumină se află în planul focal, dar într-un punct *S* la distanţa *a* de axa optică (fig. 5.38, *b*) după reflectarea pe suprafaţa lucioasă fasciculul de raze se întoarce în punctul

S' simetric lui S (la aceeaşi distanţă a de axa optică, dar de cealaltă parte). În cazul cînd sursa S se află în planul focal la distanţa a de axa optică principală, iar suprafaţa lucioasă este înclinată cu un unghi α faţă de axa optică (fig. 5.38, *c*), după reflectarea razelor, imaginea sursei va apare în S', respectiv tot în planul focal, dar la distanţa $a+b$ şi de cealaltă parte a axei optice principale. Distanţa b depinde, evident, de unghiul de înclinare α al suprafeţei lucioase.

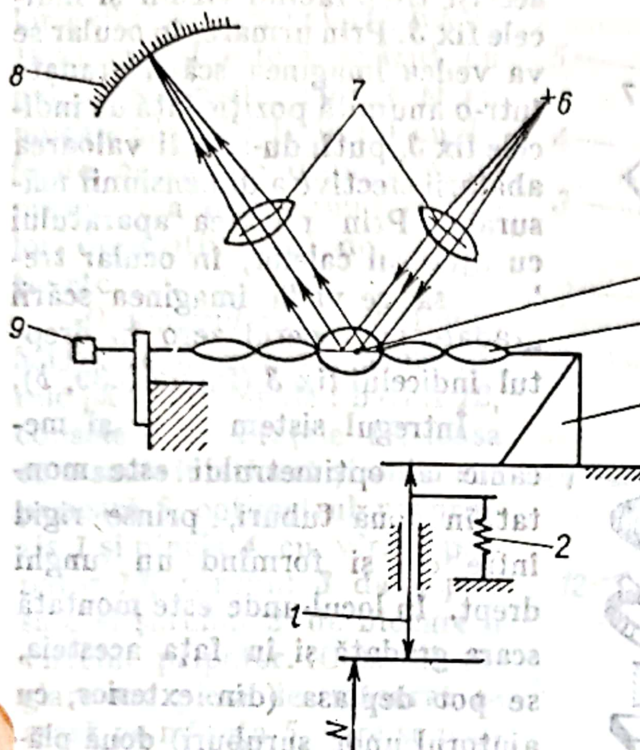
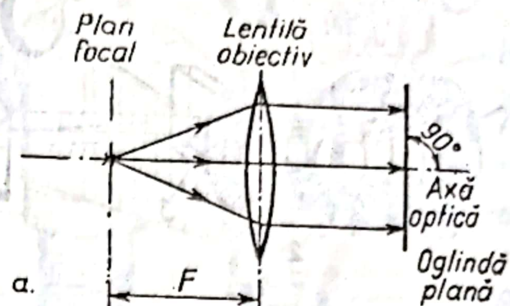
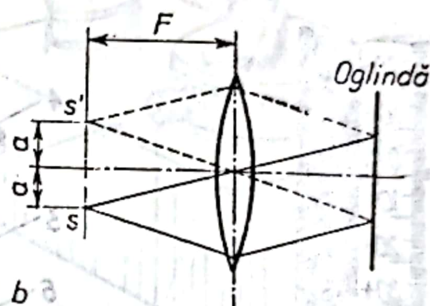


Fig. 5.37. Opticator.





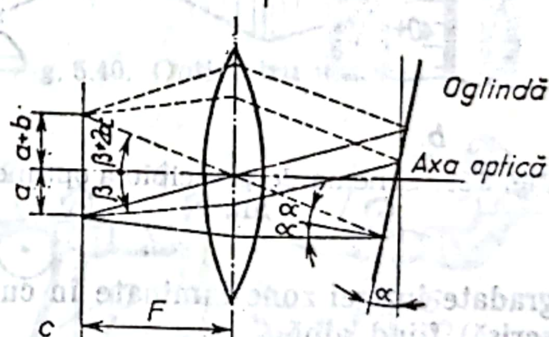


Fig. 5.38. Principiul autocolimaţiei.

Întrucît la optimetru, suprafaţa lucioasă, respectiv oglinda este înclinată de tija palpatorului, pîrghia optică şi pîrghia mecanică dau, împreună, raportul de amplificare:

$$K = \frac{2f}{e} \cdot k' = \frac{2 \cdot 200}{5} \cdot 12 = 960, \tag{5.11}$$

în care: f este distanţa focală a obiectivului, în mm;

e — distanţa la care se află tija palpatorului faţă de axa optică principală, în mm;

k — grosismentul ocularului.

În figura 5.39, *a* este prezentată schema de principiu a optimetrului. Deplasarea într-o anumită poziţie a palpatorului şi tijei palpatorului *6* (în funcţie de valoarea efectivă a dimensiunii piesei măsurate) se transformă în rotirea cu un unghi α a oglinzii oscilante *5*. Venind de la o sursă exterioară, razele de

lumină sînt îndreptate, cu ajutorul oglinzii *8* și printr-o fantă din tubul aparatului, spre scara gradată de pe plăcuța *2*. De aici, lumina se reflectă luînd imaginea scării gradate și, după ce trece prin prisma cu reflexie totală *7* și lentila-obiectiv *4*, ajunge pe oglinda oscilantă *5*. Reflectîndu-se și întorcîndu-se pe un drum diferit (în funcție de unghiul α), razele de lumină, cu imaginea scării gradate, ajung la ocularul *1*, în același timp făcînd vizibil și indicele fix *3*. Prin urmare, în ocular se va vedea imaginea scării gradate într-o anumită poziție față de indicele fix *3*, putîndu-se citi valoarea abaterii efective a dimensiunii măsurate. Prin reglarea aparatului cu ajutorul calelor, în ocular trebuie să se vadă imaginea scării gradate cu reperul zero în dreptul indicelui fix *3* (figura 5.39, *b*).

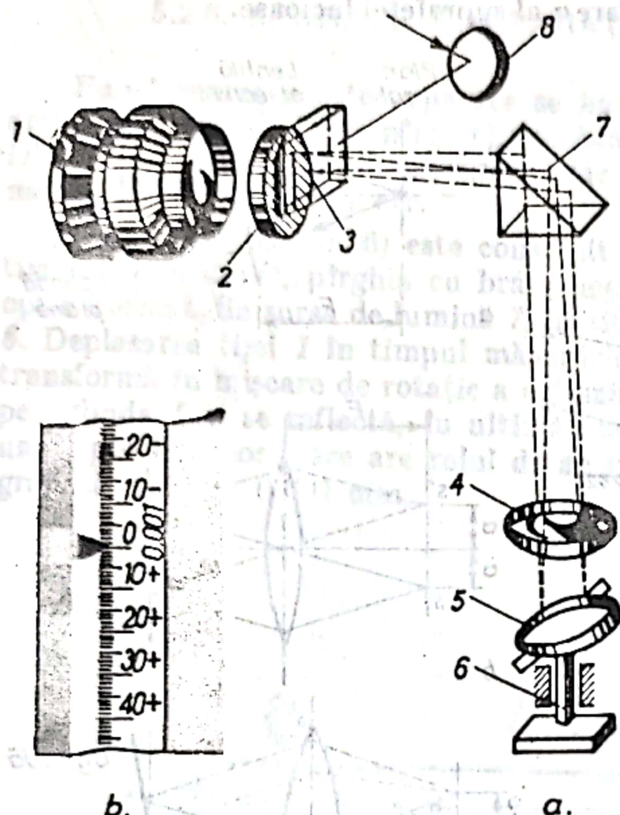


Fig. 5.39. Schema de principiu a optimetrului.

Întregul sistem optic și mecanic al optimetrului este montat în două tuburi, prinse rigid între ele și formînd un unghi drept. În locul unde este montată scara gradată și în fața acesteia, se pot deplasa (din exterior, cu ajutorul unor șuruburi) două plăcuțe transparente și colorate diferit (de obicei, în verde și maron); acestea au rolul de indici de toleranță și împart imaginea scării gradate în trei zone luminate în culori diferite, zona de mijloc (toleranța prescrisă) fiind albă.

Valoarea diviziunii pe scara gradată este de 0,001 mm, iar limitele de măsurare ale scării gradate sînt ±0,100 mm. Eroarea de indicație tolerată este de ±0,0002 mm pentru un interval de măsurare de 0,060 mm și de ±0,0003 mm pentru un interval mai mare.

În funcție de suportul în care se montează, optimetrul poate fi orizontal și vertical.

Optimetrul vertical (fig. 5.40) este constituit, în principal, din următoarele părți și elemente: placa de bază *1*, coloana filetată *2*, piulița *3* de susținere, ridicare și coborîre a brațului 4, șurubul de blocare *5*, optimetrul propriu-zis *6*, mecanismul 7 de reglare fină, șurubul *8* de blocare a optimetrului în brațul 4, dispozitivul *9* de ridicare a palpatorului și măsuța *10* cu mecanismele de deplasare *11* și *12*. Indicii de toleranță, respectiv plăcuțele colorate din fața scării gradate sînt acționate prin șuruburile 13 și 14. De menționat că la unele suporturi, reglarea fină la zero se face cu ajutorul unui mecanism de deplasare pe verticală a măsuței *10*. Aceasta este prevăzută, în același timp, cu trei sprijine,

Scanned with OKEN Scanner

dintre care unul fix și două reglabile, pentru a o aduce în planul orizontal sau, eventual, într-un plan înclinat.

Optimetrul vertical este utilizat pentru măsurarea abaterilor efective ale dimensiunilor exterioare cu valori pînă la 180 mm. El este prevăzut cu palpatoare plate, sferice și cu muchie și poate fi livrat cu diferite accesorii: dispozitiv de măsurare a diametrului sîrmelor, dispozitiv (cap) de proiecție etc.

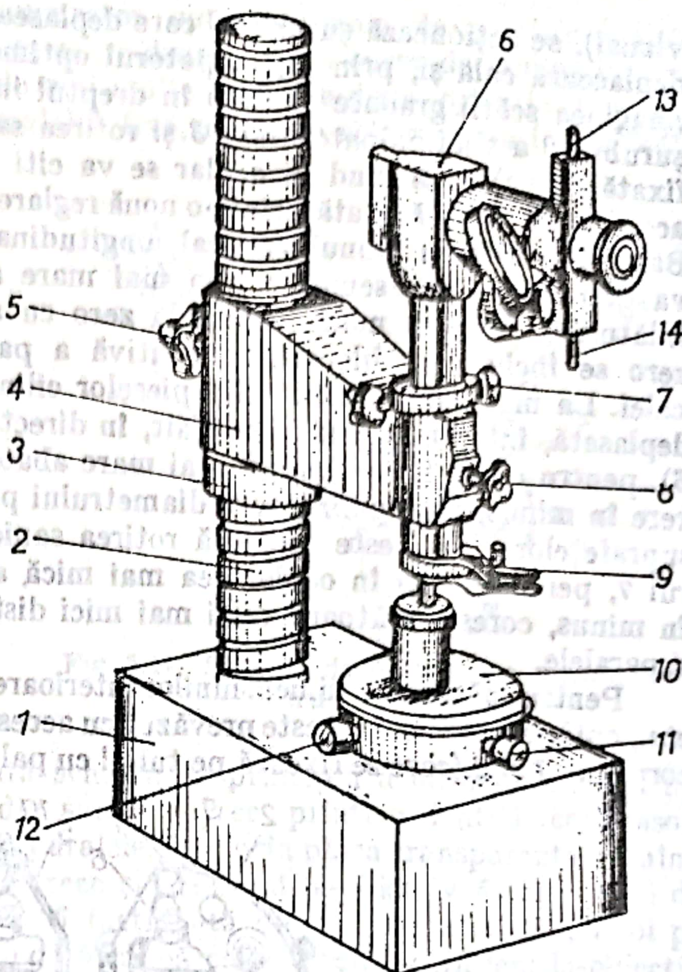


Fig. 5.40. Optimetru vertical.

Optimetrul orizontal (figura 5.41) se compune din următoarele părți principale: batiul *12*, consolele *11*, brațele *10*, masa cu o sanie inferioară și sania superioară *5*, optimetrul propriu-zis *1* și pinola *4* cu vîrful palpator *13*, șurubul *3* de deplasare și șurubul *2* de blocare a vîrfului palpator. Cala de reglare sau piesa de măsurat se așază pe măsuța *5*, care se poate deplasa liber în direcția longitudinală și poate fi rotită acționînd mînerul *7*. Sania inferioară (cu sania superioară *5*) se poate deplasa orizontal în direcția transversală rotind mînerul *6*. Mișcarea mesei pe verticală se obține prin acționarea manetei *9*, iar cu ajutorul mecanismului *8*; masa poate fi înclinată în planul vertical longitudinal.

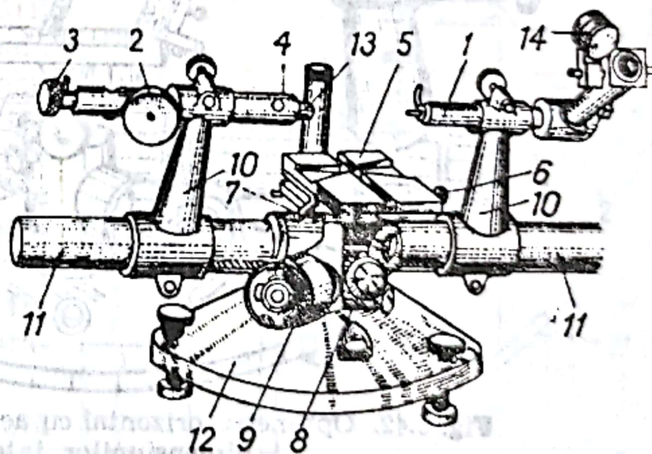


Fig. 5.41. Optimetru orizontal.

Dimensiunea calei sau a blocului de cale de reglare se materializează în distanța dintre palpatorul *13* și palpatorul optimetrului *1*. Inițial, după așezarea calei pe masa *5* în poziția corespunzătoare, se efectuează o reglare aproximativă, deplasînd, în mod convenabil, brațele *10* pe consolele *11*, apoi pinola *4* și optimetrul *1* în brațele *10* pînă cînd se obține contactul între suprafețele calei și cele două palpatoare. După blocarea brațelor *10*, a pinolei *4* și a optimetrului *1*, se trece la reglarea fină, care constă în următoarele: privind ocularul optimetrului (în prealabil, s-a potrivit oglinda *14* pentru iluminarea cîmpului

vizual), se acționează șurubul *3* care deplasează vîrful *13*; acesta, la rîndul lui, deplasează cala și, prin ea, palpatorul optimetrului pînă cînd în ocular apare imaginea scării gradate cu zero în dreptul indicelui fix; urmează blocarea cu șurubul *2* a tijei palpatorului *13* și rotirea saniei *5* (evident, împreună cu cala fixată pe ea) pînă cînd în ocular se va citi cea mai mare abatere în minus; aceasta va fi înlăturată printr-o nouă reglare la zero cu ajutorul șurubului *3*. Basculînd cala în planul vertical longitudinal cu ajutorul mecanismului *8*, se va determina, de asemenea, cea mai mare abatere în minus, care va trebui înlăturată printr-o nouă reglare la zero cu ajutorul șurubului *3*. Reglarea la zero se încheie cu blocarea definitivă a palpatorului pinolei și îndepărtarea calei. La măsurarea diametrelor pieselor cilindrice, este necesar ca piesa să fie deplasată, într-un sens și în celălalt, în direcția transversală (acționînd mînerul *6*), pentru a citi în ocular cea mai mare abatere în plus sau cea mai mică abatere în minus, corespunzătoare diametrului piesei. La măsurarea dimensiunilor suprafețelor plane, este necesară rotirea saniei *5* (și a piesei), acționînd mînerul *7*, pentru a citi în ocular cea mai mică abatere în plus sau cea mai mare în minus, corespunzătoare celei mai mici distanțe dintre două suprafețe plane și paralele.

Pentru măsurarea dimensiunilor interioare ale alezajelor cilindrice, canalelor etc., optimetrul orizontal este prevăzut cu accesorii speciale (fig. 5.42), formate din corpurile *1* și *2* (care se fixează pe tubul cu palpator al optimetrului și, respectiv,

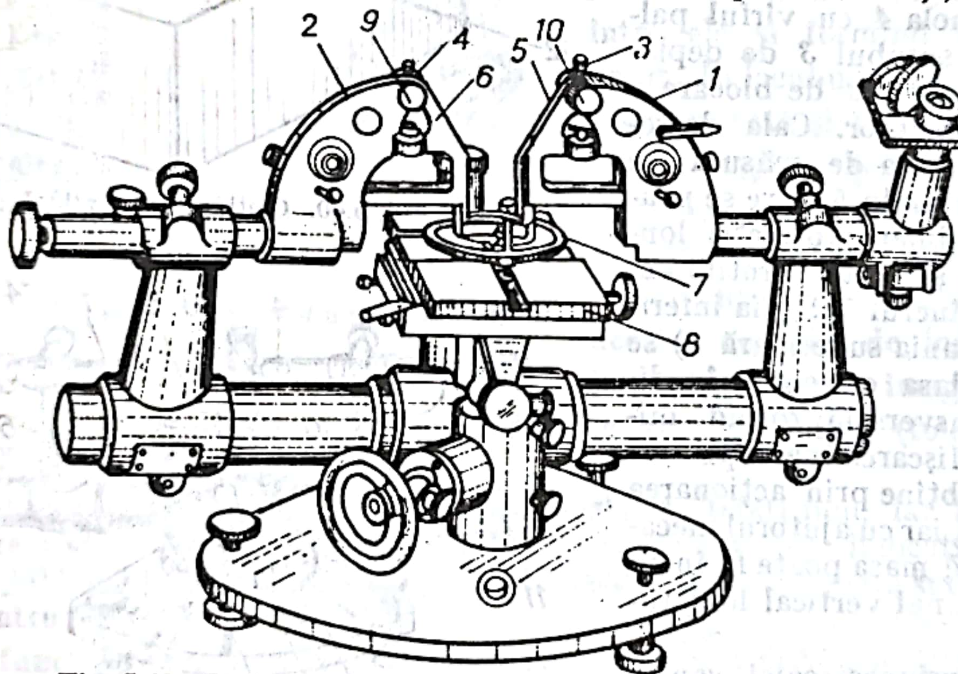


Fig. 5.42. Optimetru orizontal cu accesorii pentru măsurarea dimensiunilor interioare.

pe tubul pinolei) și ramele *5* și *6* (care se pot roti liber în articulațiile *9* și *10*). Fiecare din ramele *5* și *6* este prevăzută cu două palpatoare sferice: unul exterior, care vine în contact cu palpatorul optimetrului sau al pinolei și al doilea, interior *7*, care vine în contact cu suprafața interioară a piesei măsurate. Șuruburile *3* și *4* servesc la reglarea jocului în articulațiile *9* și *10*. Reglarea la zero se execută cu ajutorul unui dispozitiv cu cale plan-paralele și se desfășoară în același mod ca la măsurarea dimensiunilor exterioare.

Cu ajutorul optimetrului orizontal se pot măsura dimensiuni exterioare pînă la 350 mm și dimensiuni interioare pînă la 150 mm.

Scanned with OKEN Scanner

Ultraoptimetrul este un comparator optico-mecanic de precizie înaltă, bazat pe principiul colimației, în care, pe drumul de la sursa de lumină la ocular, razele luminoase se reflectă de mai multe ori între două oglinzi: una mobilă, acționată de palpator, iar cealaltă fixă, conform schemei din figura 5.43.

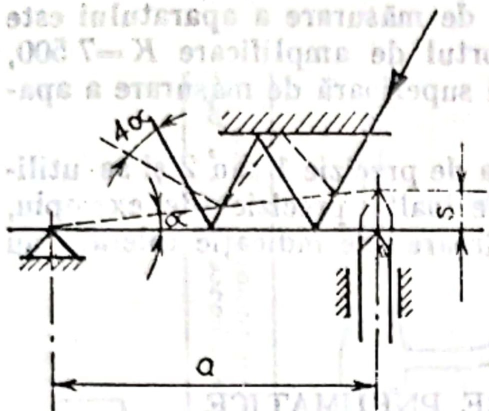


Fig. 5.43. Principiul de funcționare al ultraoptimetrului.

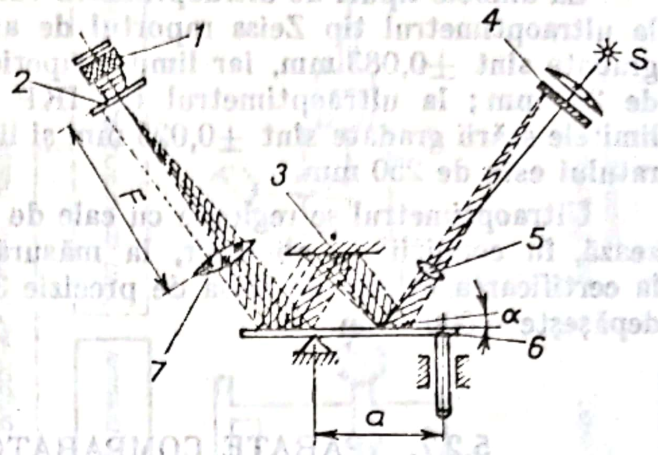


Fig. 5.44. Schema de principiu a ultraoptimetrului tip Zeiss.

În figura 5.44 este prezentată schema de principiu a *ultraoptimetrului tip Zeiss*. Razele de lumină pleacă din sursa *S*, trec printr-o lentilă condensor, apoi, sub formă de fascicul de raze paralele, trec prin placa transparentă *4*, luînd imaginea scării gradate. După ce trece și prin lentila-obiectiv *5*, fasciculul de raze se reflectă pe oglinda mobilă *6* (acționată de tija palpatorului), apoi pe oglinda fixă *3* și, din nou, pe oglinda *6*, după care, trecînd prin lentila-obiectiv *7*, ia și imaginea indicelui fix de pe placa *2*, ajungînd, în ultima instanță, în ocularul *1*. Poziția imaginii scării gradate față de indicele fix depinde de mărimea unghiului α al oglinzii mobile *6* față de poziția de referință, care corespunde unghiului de 180° dintre cele două oglinzi. Poziției de referință a oglinzii *6* îi corespunde poziția imaginii scării gradate cu reperul zero în dreptul indicelui fix (în cazul reglării la zero a aparatului).

În figura 5.45 este reprezentată schema *ultraoptimetrului tip IKP*, care este un sistem autocolimator închis. Un fascicul de raze de la sursa de lumină *1* trece, succesiv, prin placa termoizolatoare *2*, lentila-condensor *3*, prisma cu reflexie totală *4*, apoi prin placa transparentă *5*, luînd imaginea scării gradate, prin lentila-obiectiv *6* și ajunge la oglinda fixă *7* și oglinda oscilantă *8* cu articu-

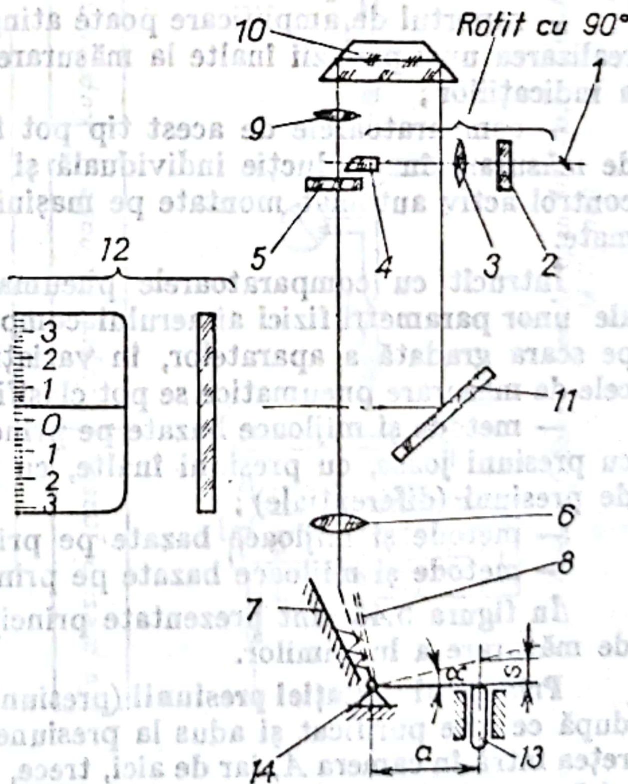


Fig. 5.45. Schema de principiu a ultraoptimetrului tip IKP.

laţia *14*. Între cele două oglinzi, lumina, cu imaginea scării gradate, se reflectă de 11 ori, după care, trecînd prin instalaţia de proiecţie formată din ocularul special *9*, prisma *10* şi oglinda *11*, ajunge la ecranul *12*. Oglinda *8* oscilează sub acţiunea palpatorului *13*.

La ambele tipuri de ultraoptimetre valoarea diviziunii este de 0,0002 mm; la ultraoptimetrul tip Zeiss raportul de amplificare $K=5\,000$, limitele scării gradate sînt $\pm0{,}083$ mm, iar limita superioară de măsurare a aparatului este de 200 mm; la ultraoptimetrul tip IKP raportul de amplificare $K=7\,500$, limitele scării gradate sînt $\pm0{,}025$ mm şi limita superioară de măsurare a aparatului este de 250 mm.

Ultraoptimetrul se reglează cu cale de clasa de precizie 1 sau 2 şi se utilizează, în condiţii de laborator, la măsurări de înaltă precizie (de exemplu, la certificarea calelor de clasa de precizie 3). Eroarea de indicaţie tolerată nu depăşeşte 0,0001 mm.

5.2.7. APARATE COMPARATOARE PNEUMATICE

Aparatele comparatoare pneumatice se utilizează, de regulă, în cadrul metodelor de măsurare fără contact. Ele prezintă o serie de avantaje, dintre care mai importante sînt:

— în rezultatele măsurării nu intervin erorile datorate contactului dintre palpator (care lipseşte) şi piesă;

— construcţia aparatelor este, în general, simplă şi compactă;

— reglarea şi controlul cu ajutorul acestor comparatoare se execută relativ uşor şi nu necesită personal de înaltă calificare;

— raportul de amplificare poate atinge valori foarte mari, ceea ce permite realizarea unei precizii înalte la măsurarea şi, în acelaşi timp, o citire comodă a indicaţiilor;

— comparatoarele de acest tip pot fi folosite atît ca mijloace universale de măsurare în producţie individuală şi de serie mică, cît şi ca mijloace de control activ automat montate pe maşini-unelte sau în linii tehnologice automate.

Întrucît cu comparatoarele pneumatice se măsoară, de fapt, variaţii ale unor parametri fizici ai aerului comprimat, variaţii care sînt transformate, pe scara gradată a aparatelor, în variaţii de dimensiuni, metodele şi mijloacele de măsurare pneumatice se pot clasifica în:

— metode şi mijloace bazate pe principiul variaţiei presiunii, care lucrează cu presiuni joase, cu presiuni înalte, cu presiuni joase-înalte sau cu diferenţe de presiuni (diferenţiale);

— metode şi mijloace bazate pe principiul variaţiei vitezei;

— metode şi mijloace bazate pe principiul variaţiei volumului.

În figura 5.46 sînt prezentate principalele metode şi mijloace pneumatice de măsurare a lungimilor.

Principiul variaţiei presiunii (presiunii variabile) este ilustrat în figura 5.47: după ce este purificat şi adus la presiunea de intrare p_i, aerul comprimat din reţea intră în camera *A*, iar de aici, trece, prin duza f_1, în camera *B*, care comunică cu exteriorul prin duza f_2; presiunea aerului în camera *A* rămîne mereu constantă (p_1=const) şi se măsoară cu manometrul M_1; în schimb, presiunea

Scanned with OKEN Scanner

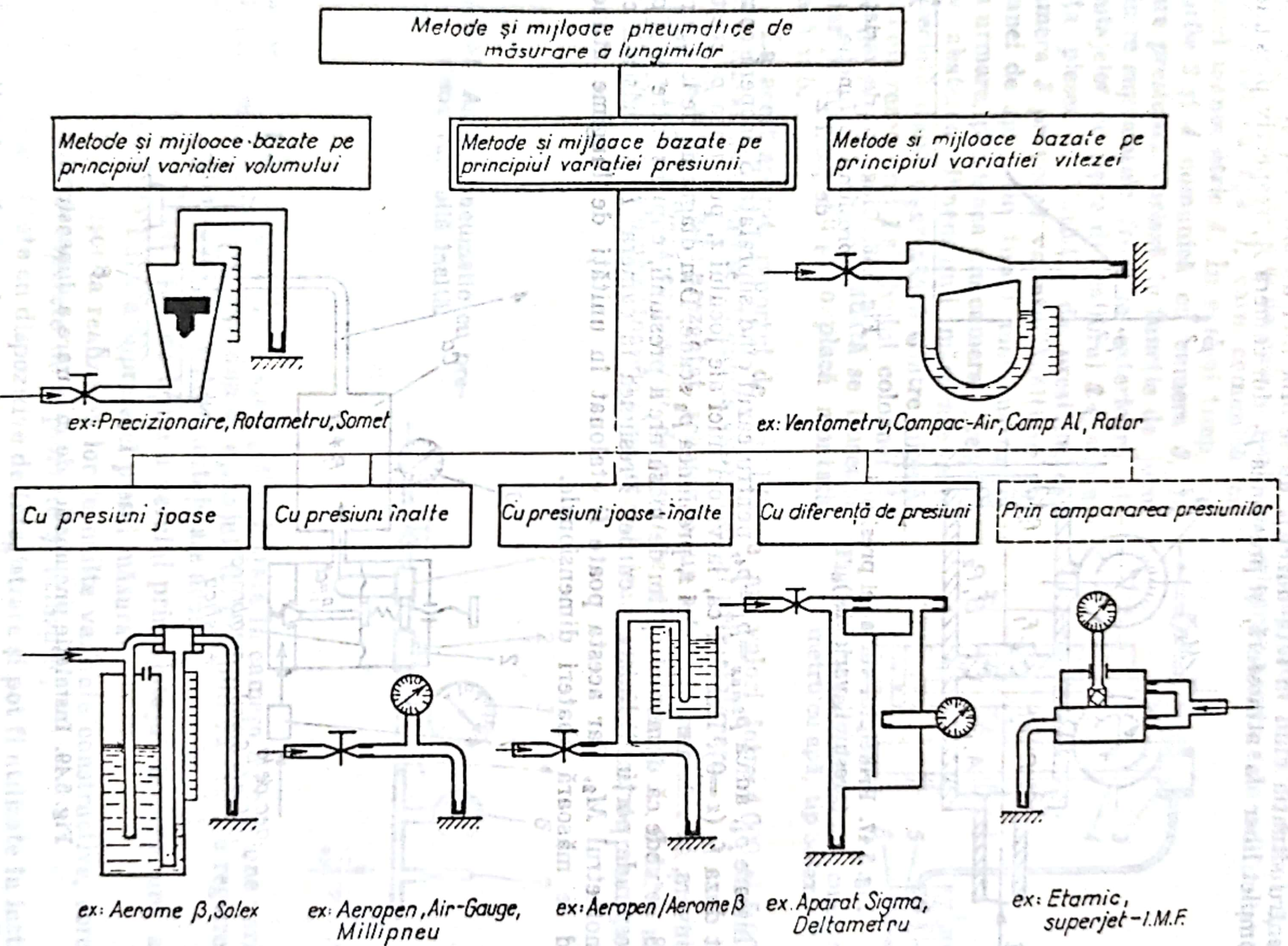


Fig. 5.46. Metode și mijloace pneumatice de măsurare.

aerului în camera B variază în funcție de valoarea jocului z dintre suprafața frontală exterioară a duzei f_2 și suprafața S a piesei care se măsoară; valorile limită ale presiunii p_2 în camera B vor fi: presiunea atmosferică ($p_{2min}=p_a$), pentru situația cînd în fața duzei f_2 nu se află nici un obstacol și aerul iese complet liber în atmosferă, și presiunea p_1 din camera A, respectiv presiunea

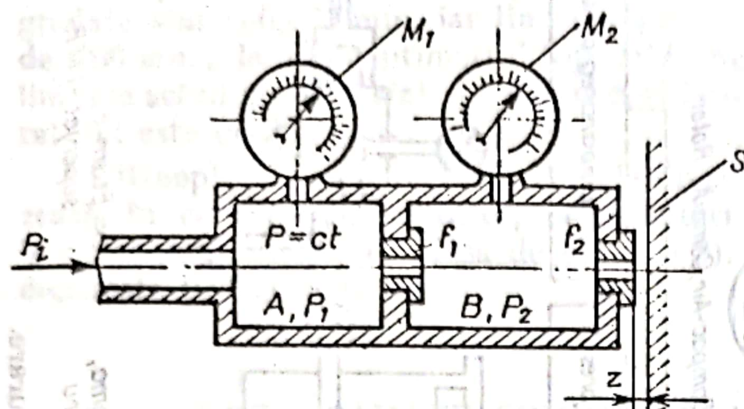


Fig. 5.47. Principiul variației presiunii (presiunii variabile).

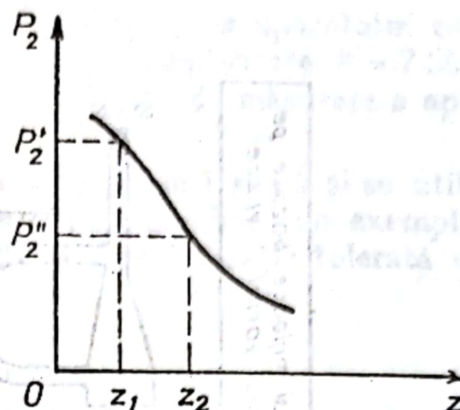


Fig. 5.48. Diagrama de variație a presiunii în funcție de jocul z.

de intrare p_i, adică $p_{2max}=p_1=p_i$, pentru cazul cînd suprafața S acoperă complet duza f_2 ($z=0$). Rezultă că, la valori mici ale jocului z, presiunea p_2 crește și, invers, la valori mari ale lui z, presiunea p_2 scade. Din diagrama de la figura 5.48, se vede că domeniul optim de măsurare a presiunii, cuprins între p_2' și p_2'' corespunde porțiunii liniare a curbei. Presiunea în camera B se măsoară cu manometrul M_2, dar acesta poate fi etalonat în unități de lungime atunci cînd se măsoară abateri dimensionale.

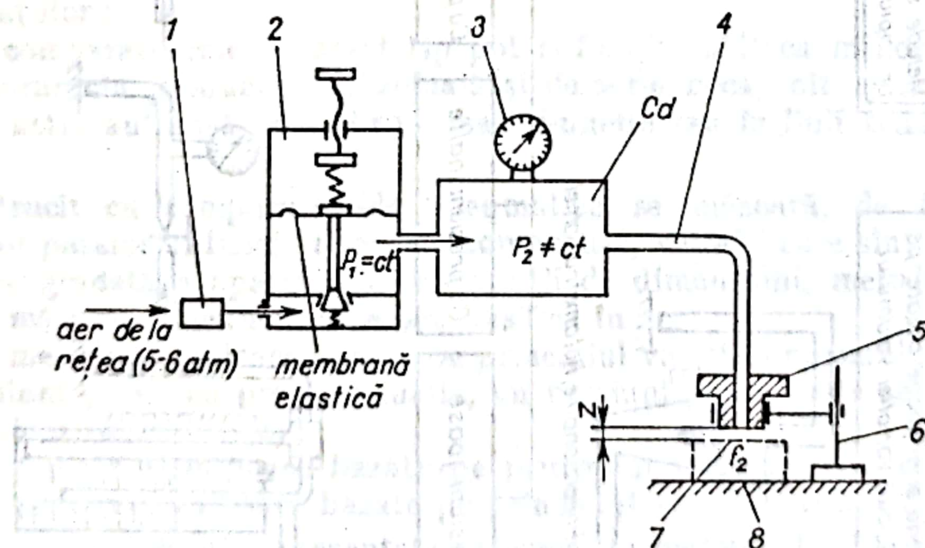


Fig. 5.49. Instalație pneumatică de măsurare a dimensiunilor.

De obicei, aparatul pneumatic face parte dintr-o schemă alcătuită din următoarele elemente (fig. 5.49): filtrul de aer *1*, regulatorul de presiune *2* cu element elastic, camera de presiune variabilă (de detentă) C_d, manometrul *3* gradat în unități de lungime, conducta flexibilă 4, capul de măsurare *5* (de

Scanned with OKEN Scanner

formă şi dimensiuni normalizate sau standardizate) şi suportul *6*. Cala sau blocul de cale de reglare şi piesa *7* se aşază pe masa *8*.

În figura 5.50 este prezentată schema unui *aparat pneumatic cu presiune joasă, tip Solex, cu manometru cu apă*. Aerul comprimat intră în tubul *2*, cu secţiunea relativ mare şi deschis la partea inferioară; acesta este scufundat în rezervorul cu apă *1*, care comunică cu tubul manometric *4*. În acelaşi timp, tuburile *2* şi *4* comunică cu camera *3*, în care presiunea variază în funcţie de jocul dintre suprafeţele frontale exterioare ale ajutajelor de ieşire din calibrul *5* şi suprafaţa piesei *6*. Variaţia de presiune din camera *3* provoacă variaţia înălţimii coloanei de apă, din tubul manometric *4*. Ca urmare, presiunea din camera *3*, respectiv abaterea dimensiunii măsurate este apreciată după diferenţa *h* dintre nivelul apei din rezervorul *1* şi nivelul coloanei de apă din tubul *4*. Scara gradată se trasează chiar pe tubul *4* sau pe o placă montată lîngă tub.

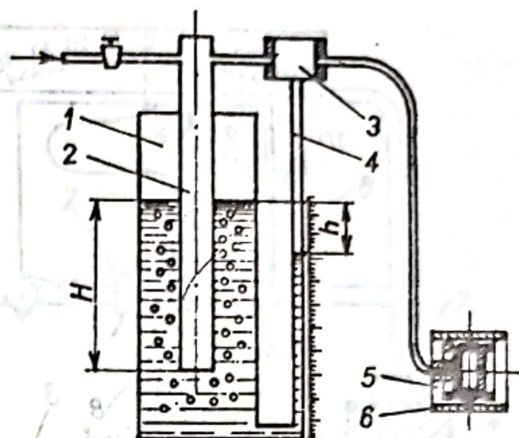
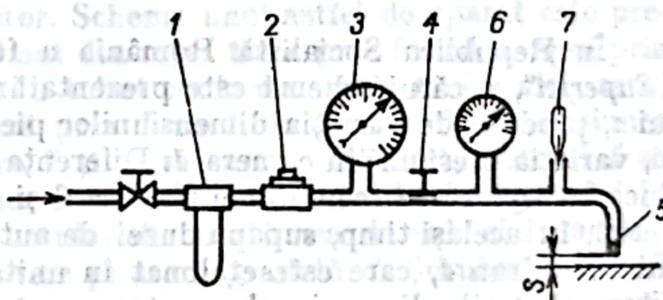


Fig. 5.50. Aparat pneumatic cu manometru cu apă, tip Solex.

La acest aparat, raportul de amplificare are valori între 4 000 şi 5 000, iar valoarea diviziunii se stabileşte experimental prin etalonare.

În figura 5.51 este prezentat, schematic, un aparat pneumatic cu presiune variabilă, care lucrează cu *presiuni de măsurare relativ înalte* (3 ... 6 daN/cm^2). El este constituit din următoarele elemente: filtrul *1*, regulatorul de presiune *2*,

Fig. 5.51. Aparat pneumatic cu presiune variabilă înaltă.



manometrul *3*, diafragma *4*, cu ajutajul de intrare în camera de presiune variabilă, manometrul cu tub Bourdon *6*, ajutajul de preaplin cu acul de reglare *7* şi ajutajul de ieşire *5*. Principalele avantaje ale acestor aparate sînt:

— datorită vitezei mari de ieşire a aerului prin ajutajul de măsurare, are loc o curăţire foarte bună a suprafeţei piesei măsurate;

— se pretează uşor la realizarea lor în multe variante constructive, corespunzător condiţiilor concrete de exploatare şi utilizare;

— pot fi prevăzute cu dispozitive de înregistrare şi pot fi utilizate în instalaţiile de control automate sau automatizate.

Din grupa acestor aparate fac parte cele construite de firmele Mercer — Anglia, Massi — R.D.G., Milipneu — R.F.G. etc.

Scanned with OKEN Scanner

În figura 5.52 este prezentată schema *aparatului pneumatic diferențial*, cu presiune variabilă, care funcționează astfel: aerul comprimat intră, prin ajutajele *1* și *2*, în tuburile gofrate *3* și *4*, care au rolul de cameră cu presiune variabilă și, respectiv, de cameră cu presiune constantă; presiunea în tubul *3* variază în funcție de mărimea jocului dintre ajutajele calibrului *5* și suprafața piesei *11*, adică în funcție de variația dimensiunii măsurate; ca urmare, tuburile *3* și *4* se comprimă, sau se destind (cînd se comprimă unul, se destinde celălalt), provocînd deplasarea potcoavei *7* și rotirea acului indicator *8* cu penița de înregistrare *9*. Variația dimensiunii măsurate poate fi urmărită pe scara gradată *10* sau pe diagrama înregistrată. Aparatul este prevăzut și cu ajutajul de contrapresiune *6*. Datorită mecanismului de înregistrare cu penița *9*, pot fi fixate și analizate nu numai abaterile dimensionale, ci și abaterile de formă ale suprafețelor.

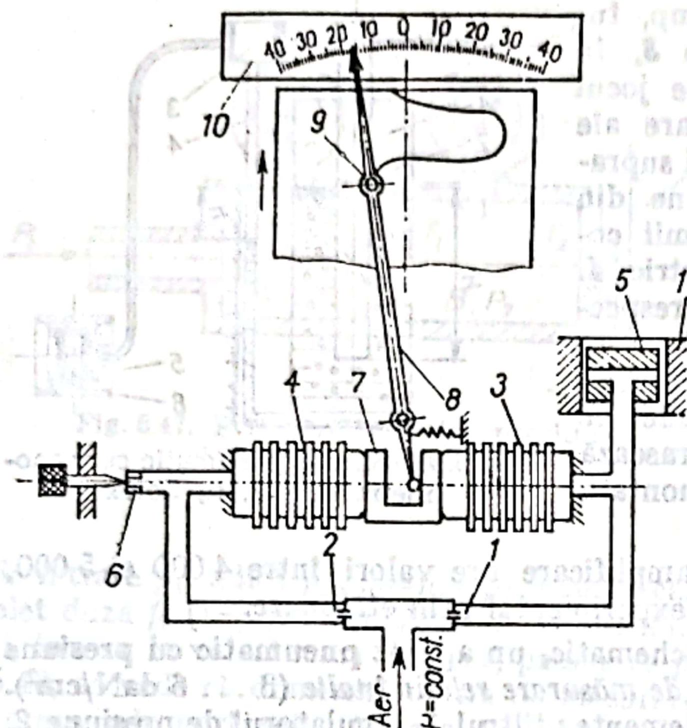


Fig. 5.52. Aparat pneumatic diferențial.

Aparatele pneumatice diferențiale utilizate în prezent sînt de tipul Sigma (Anglia), Etamic (Elveția), Deltametru (Suedia) etc.

În Republica Socialistă România a fost realizat *comparatorul pneumatic „Superjet"*, a cărui schemă este prezentatăn figura 5.53. Variația interstițiului *z*, produsă de variația dimensiunilor pielor măsurate, provoacă, la rîndul ei, variația presiunii în camera *1*. Diferența dintre presiunile în camerele *1* și *2* duce la deplasarea membranei elastice *6* și a cuiului *3*; acesta din urmă acționează, în același timp, supapa duzei de autocompensare *5* și tija comparatorului cu cadran *4*, care este etalonat în unități de lungime (μm) și pe care se citesc abaterile dimensionale.

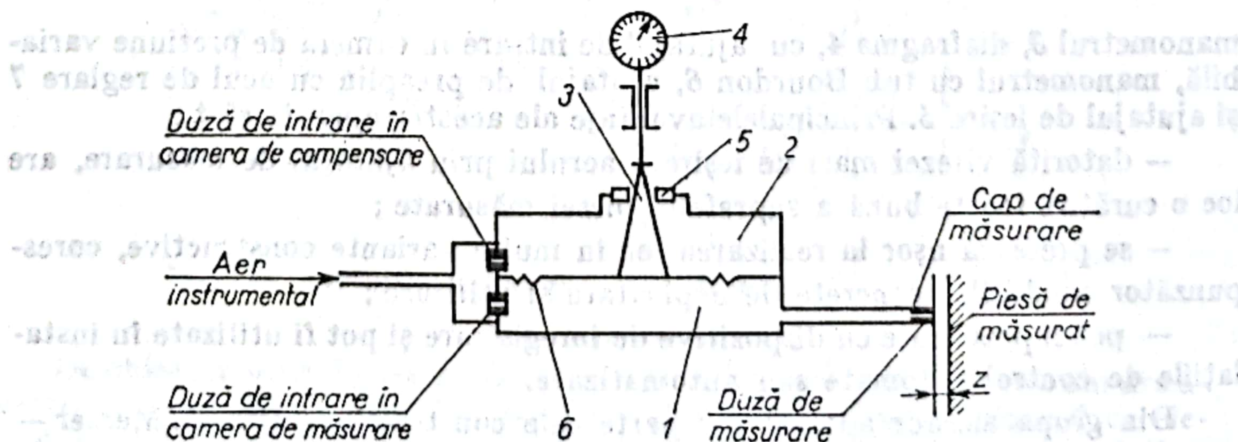


Fig. 5.53. Aparat pneumatic „Superjet".

Scanned with OKEN Scanner

În figura 5.54 este prezentată schema unui *aparat cu tub Venturi* bazat pe principiul variației vitezei aerului. După ce este filtrat și stabilizat la o anumită presiune, aerul comprimat din rețea intră în camera *1* cu secțiune variabilă și iese, apoi prin ajutajul de măsurare *3*. Viteza de ieșire a aerului, ca și presiunea din manometrul diferențial *2*, variază în funcție de mărimea jocului dintre

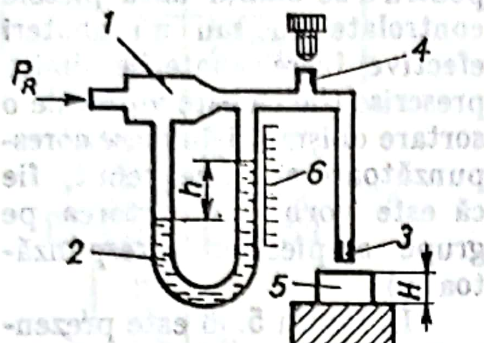


Fig. 5.54. Aparat pneumatic cu tip Venturi.

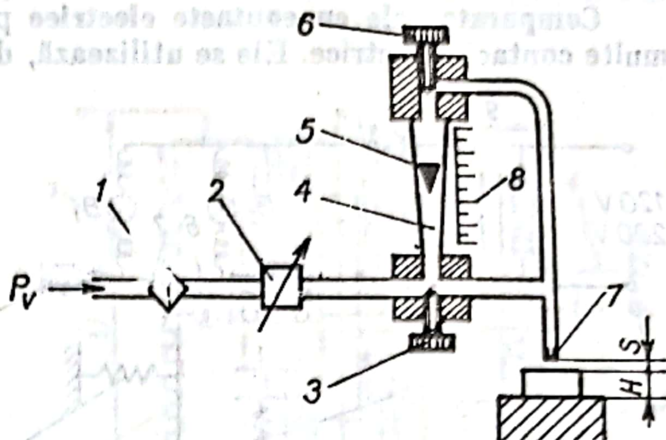


Fig. 5.55. Aparat pneumatic cu flotor.

duza *3* și piesa *5*, respectiv în funcție de dimensiunea piesei *5*. Abaterea dimensională se citește pe scara gradată 6. Reglarea fină la zero a aparatului se face cu ajutorul mecanismului supapei de trecere *4*.

Pe principiul variației vitezei aerului sînt construite aparatele pneumatice „Comparaitor" (firma Taft-Peirce — SUA), „Balometru-Sigma" (Anglia) etc.

Principiul variației volumului este pus la baza construcției aparatelor pneumatice cu rotametru sau cu flotor. Schema unui astfel de aparat este prezentată în figura 5.55. Aerul comprimat din rețea trece prin filtrul *1*, apoi prin regulatorul de presiune *2* și ajunge în tubul conic de sticlă *4*. De aici, aerul trece mai departe și iese în atmosferă prin duza *7*. În funcție de dimensiunea piesei, respectiv de jocul dintre duza *7* și piesa care se măsoară, flotorul *5* se stabilește în poziția în care presiunea aerului în porțiunea de deasupra lui în tubul *4* devine egală cu presiunea aerului din porțiunea de sub el în același tub *4*. Abaterile la dimensiune se citesc pe scara gradată *8*. Șuruburile *3* și *6* servesc la reglarea presiunii aerului în aparat.

Conform schemei prezentate, au fost realizate diferite tipuri de aparate de către firmele Somet și Precisionaire, uzina Kalibr etc.

În construcțiile de mașini sînt utilizate și diferite tipuri de aparate pneumoelastice, care pot fi ușor automatizate sau incluse în mașini-unelte automate ori în linii tehnologice automatizate.

5.2.8. APARATE COMPARATOARE ELECTROMECANICE, ELECTRICE, ELECTRONICE ȘI CU RADIAȚII RADIOACTIVE

Aparatele comparatoare electromecanice sînt utilizate cu foarte bune rezultate atît pentru măsurări obișnuite în practica de producție, cît și pentru măsurări de înaltă precizie în condiții de laborator. Ele prezintă o serie de

Scanned with OKEN Scanner

avantaje, dintre care se pot menţiona : au o sensibilitate şi precizie de măsurare ridicate, permit măsurarea la distanţă, pot fi folosite în operaţii automate sau în linii tehnologice automatizate etc.

După principiul sau fenomenul electric pe care se bazează, comparatoarele electromecanice pot fi : cu contacte electrice, inductive, capacitive, electronice, fotoelectrice, cu radiaţii radioactive etc.

Comparatoarele cu contacte electrice pot fi cu unul, cu două sau cu mai multe contacte electrice. Ele se utilizează, de obicei, ca traductoare limitative, pentru a se stabili dacă piesele controlate au sau nu abateri efective între abaterile limită prescrise (fie că este vorba de o sortare obişnuită în piese corespunzătoare şi piese rebut, fie că este vorba de sortarea pe grupe a pieselor corespunzătoare.)

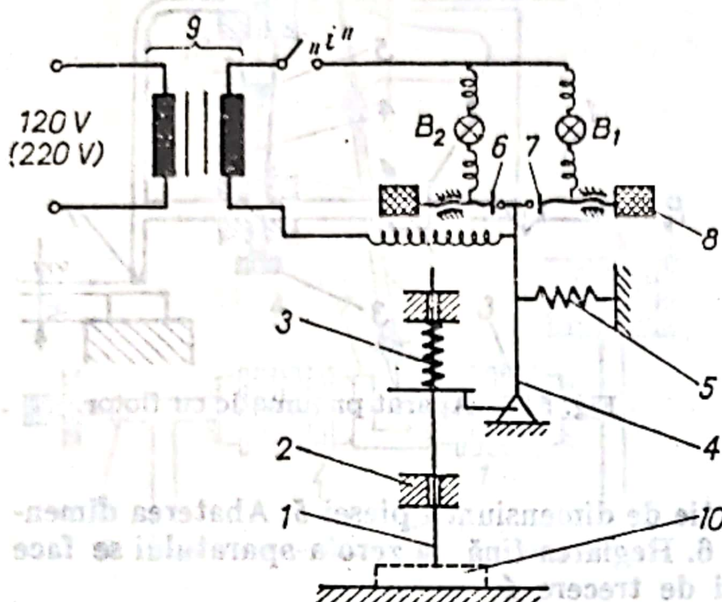


Fig. 5.56. Comparator (traductor) electromecanic cu două contacte.

În figura 5.56 este prezentată schema unui comparator (traductor) electromecanic cu două contacte şi cu lămpi de semnalizare. În funcţie de dimensiunea piesei *10*, deplasarea şi poziţia tijei palpatorului *1* se transmit la pîrghia *4* ; în cazul pieselor cu abateri limită efective între limitele prescrise, partea superioară cu contacte a acestei pîrghii se află într-o poziţie, prin care nu atinge nici unul din contactele *6* şi *7*. În cazul cînd abaterea efectivă a piesei este mai mare decît abaterea maximă prescrisă sau mai mică decît cea minimă prescrisă, partea superioară a pîrghiei *4* atinge contactul *7* sau contactul *6*, se închide circuitul electric şi se aprinde lampa B_1, sau, respectiv, B_2. De regulă, la măsurarea dimensiunilor exterioare, lampa B_1, care semnalizează rebutul remediabil, dă o lumină verde, iar lampa B_2, care semnalizează rebutul neremediabil, dă o lumină roşie ; la măsurarea dimensiunilor interioare, situaţia este inversă şi, deci, se inversează şi culorile luminii. Şuruburile *8* servesc la reglarea distanţei dintre contactele *6* şi *7* corespunzător abaterilor limită, arcul *3* creează forţa de măsurare, arcul 5 asigură contactul permanent dintre pîrghia *4* şi tija palpatorului, iar bucşa *2* serveşte la ghidarea tijei *1*. Aparatul este alimentat din reţeaua electrică de 110 sau 220 V prin transformatorul *9*.

Comparatoarele (traductoarele) inductive pot fi cu circuit magnetic deschis, diferenţiale etc.

În figura 5.57 este prezentat un *traductor inductiv cu circuit magnetic deschis*. Variaţia dimensională a pieselor măsurate *3* provoacă deplasarea, sub acţiunea palpatorului, a miezului de fier *1* ; acesta, la rîndul lui, determină schimbarea inductanţei bobinei electromagnetului *2* şi, ca urmare, modificarea curentului în circuitul electric de măsurare. Valorile abaterilor efective se citesc pe scara gradată a aparatului *4*, etalonat în micrometri (μm).

Scanned with OKEN Scanner

Traductorul inductiv diferențial prezentat în figura 5.58 este compus din următoarele elemente principale: corpul *3*, tija palpatorului *5*, miezul de fier *1*, electromagneții *2* și *2'*, rezistența *6* și aparatul indicator *7*. Prin deplasarea miezului *1* în electromagneții *2* și *2'* (sub acțiunea tijei palpatorului *5*), se dezechilibrează puntea electrică și aparatul indicator *7*, etalonat în μm, arată

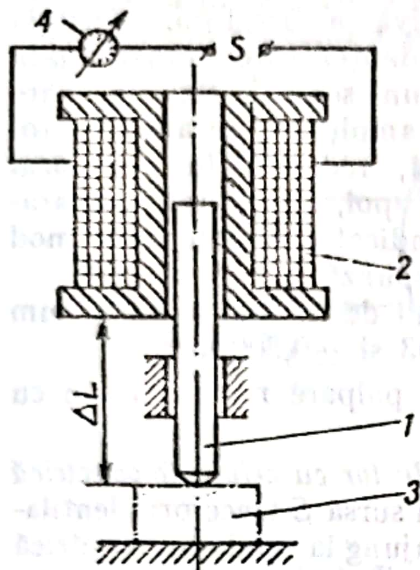


Fig. 5.57. Traductor inductiv cu circuit magnetic deschis.

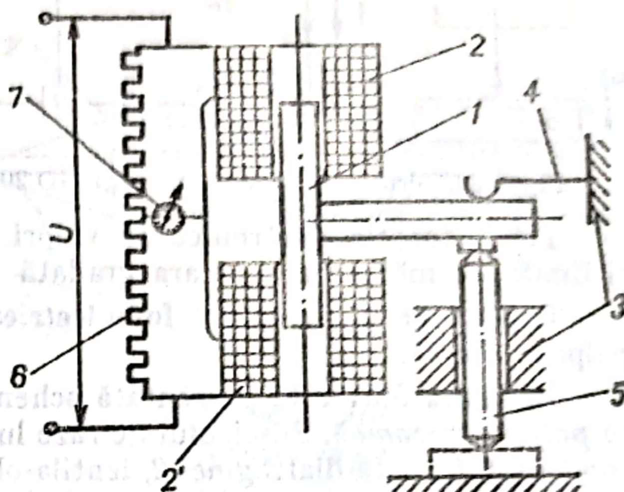


Fig. 5.58. Traductor inductiv diferențial.

abateri pozitive sau negative (față de abaterea zero, corespunzătoare poziției medii a miezului *1*). Arcul plan *4* asigură forța de măsurare.

Comparatoarele (traductoarele) capacitive, a căror schemă de principiu este prezentată în figura 5.59, funcționează pe baza variației capacității unui condensator în funcție de variația dimensiunii piesei controlate; variația capacității se citește pe scara gradată a unui aparat electric indicator, etalonat în μm.

Aparatele de acest tip se caracterizează printr-o construcție simplă și o sensibilitate mare, dar în condițiile păstrării la valori constante a unor condiții meteorologice (temperatură și umiditate).

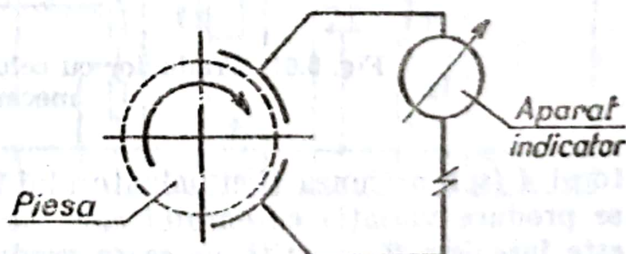


Fig. 5.59. Comparator (traductor) capacitiv.

Traductoarele electronice, care constituie o gamă largă de aparate, sînt, în general, complet tranzistorizate și sînt utilizate atît pentru măsurări absolute, cît și comparative. În unele cazuri, cu același aparat se măsoară o singură dimensiune sau mai multe dimensiuni.

Valorile numerice ale dimensiunii sau ale abaterii se pot citi direct pe cadranul aparatului, pot fi afișate numeric sau pot fi înregistrate pe bandă.

Datorită sensibilității și preciziei înalte, traductoarele electronice pot fi introduse în schemele de automatizare a controlului sau în instalațiile de comandă automată a mașinilor-unelte ori a liniilor tehnologice în flux continuu.

Scanned with OKEN Scanner

În figura 5.60 este prezentată schema funcţională de principiu a aparatului electronic tip GD 20 (fabricaţie TESA—Elveţia). Tensiunea alternativă produsă de oscilatorul *Oc* este transmisă la bobinele traductorului inductiv *M*, prin intermediul transformatorului *Tr*. Din cauza variaţiei δ a dimensiunii piesei *P*, tija palpatorului deplasează miezul magnetic între bobine, influenţînd impedanţa relativă a acestora. Variaţia impedanţei este transformată într-un semnal electric, care este amplificat de amplificatorul *A*, redresat în redresorul *R* şi, apoi, înregistrat la aparatul indicator *I*, etalonat în mod corespunzător.

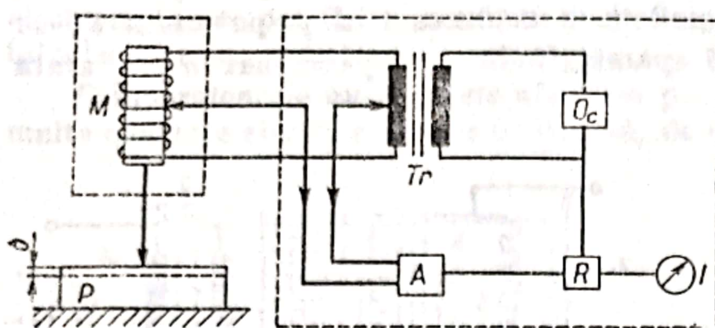


Fig. 5.60. Traductor electronic tip GD 20.

Traductoarele electronice au valori ale diviziunii de 0,0001 şi 0,010 mm şi limita de măsurare pe scara gradată între ±0,003 şi ±0,300 mm.

Traductoarele cu celulă fotoelectrică pot fi cu palpare mecanică sau cu palpare optică.

În figura 5.61 este prezentată schema unui *traductor cu celulă fotoelectrică cu palpare mecanică*. Fasciculul de raze luminoase din sursa *S* trece prin lentila-condensor *1*, fanta diafragmei *2*, lentila-obiectiv *3* şi ajung la celula fotoelectrică *6*. Prin întreruperea parţială sau totală a fasciculului de raze de către obturatorul *4* (sub acţiunea tijei palpatorului *5* şi în funcţie de dimensiunea piesei), se produce variaţia curentului emis de celula fotoelectrică. Această variaţie este înregistrată şi citită pe scara gradată a galvanometrului, etalonat în μm şi reglat la zero în prealabil.

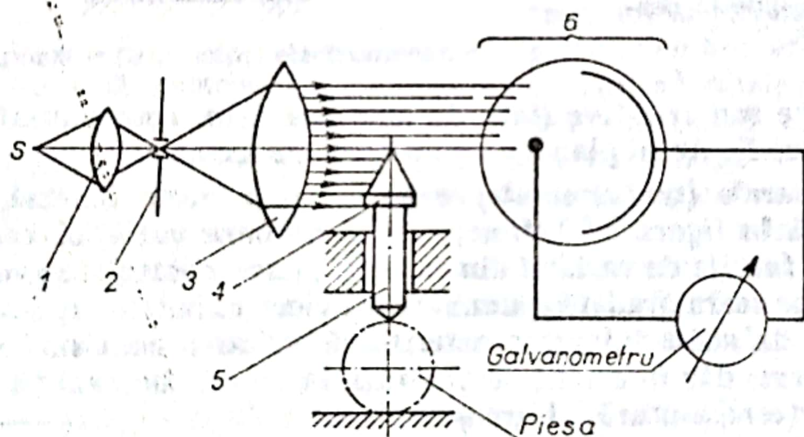


Fig. 5.61. Traductor cu celulă fotoelectrică cu palpare mecanică.

În figura 5.62 este prezentată schema unui *traductor cu celulă fotoelectrică cu palpare optică*. La acest aparat, razele de lumină ale sursei *S* sînt reflectate de oglinda *1*, trec prin lentila *2*, sînt obturate parţial sau total chiar de piesa *4* şi ajung la celula fotoelectrică *3*. Prin urmare, aparatul este lipsit de palpator.

Traductoarele cu radiaţii radioactive îşi bazează funcţionarea pe capacitatea de absorbţie a radiaţiilor α, β şi γ de către piesa măsurată, în funcţie de

grosimea acesteia. Ca sursă de radiaţii se utilizează izotopi radioactivi, care sînt înregistraţi de un detector de mare stabilitate.

În figura 5.63 este prezentată schema unui astfel de traductor, prevăzut cu detector de scintilaţie, utilizat pentru determinarea grosimii pieselor. Fluxul de radiaţii γ, emis de sursa *1* şi modulat de întreruptorul mecanic *3* (pentru a i se asigura fluxului o componentă constantă şi una variabilă, în funcţie de grosimea piesei), trece prin piesa *2* şi ajunge, apoi, la detectorul de scintilaţie format din cristalul *4* şi fotomultiplicatorul *5* (care produce semnalul electric).

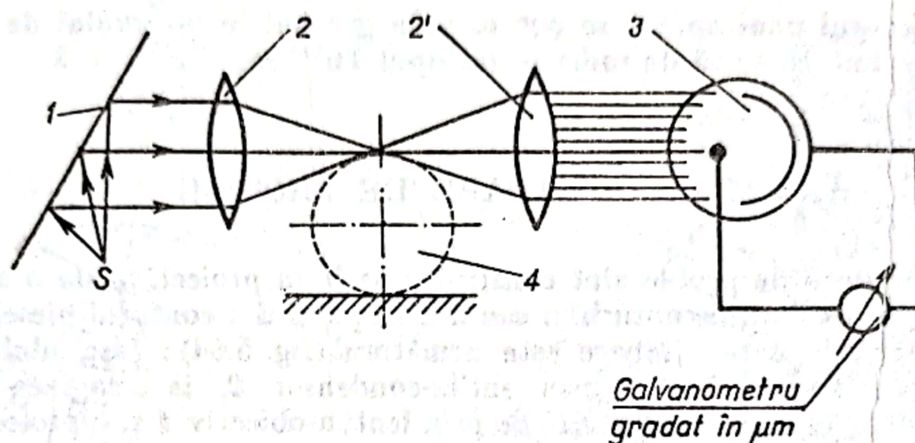


Fig. 5.62. Traductor cu celulă fotoelectrică cu palpare optică.

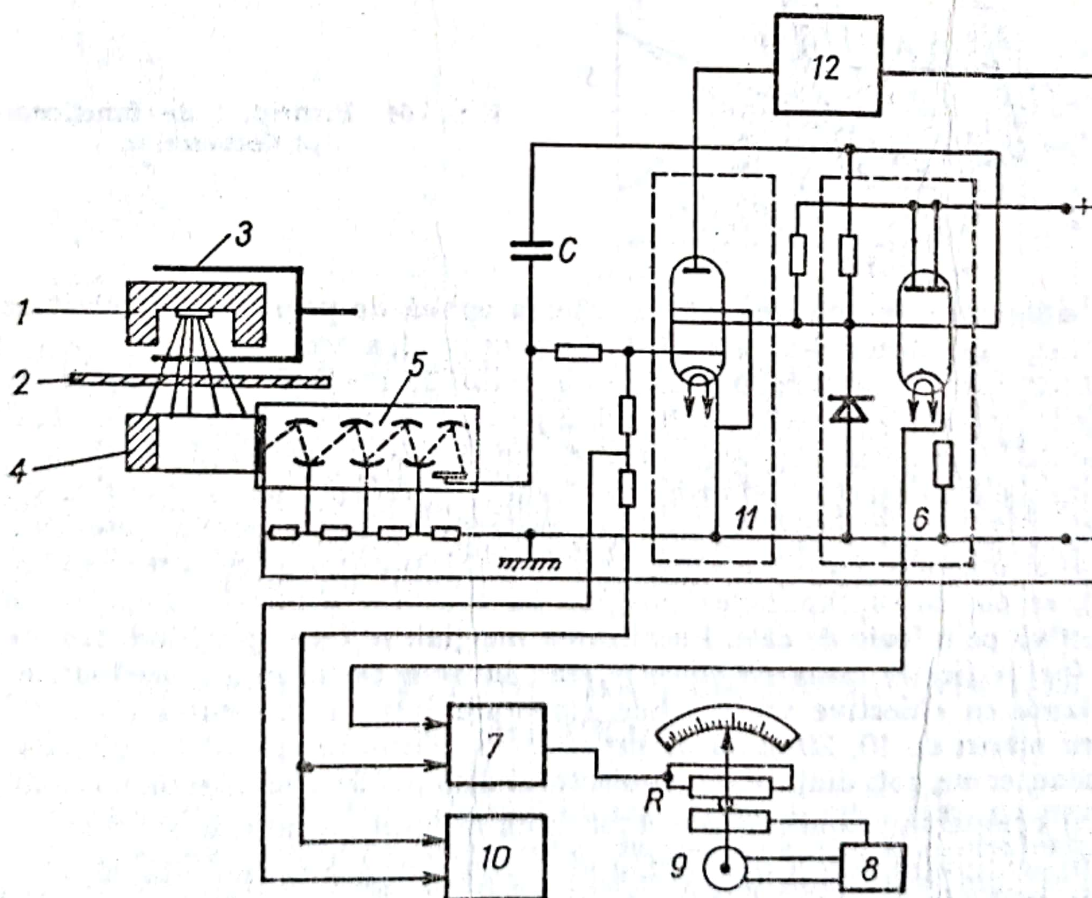


Fig. 5.63. Traductor cu radiaţii radioactive.

Componenta variabilă a semnalului electric trece, prin condensatorul de separare *C*, la repetorul catodic *6* și, de aici, la circuitul detector și integrator *7*, apoi la un compensator electronic, constituit din reostatul *R*, amplificatorul *8* și motorul *9*. Semnalul electric total al fluxului ajunge la compensatorul electronic prin circuitul de integrare *10*, unde cele două semnale (componente) sînt comparate automat. Raportul dintre semnale, care depinde de grosimea piesei, este indicat de către mecanismul indicator cuplat la cursorul potențiometrului. Dispozitivul *11* asigură reglarea automată a coeficientului de amplificare al fotomultiplicatorului *5*, acesta fiind alimentat de la sursa de înaltă tensiune *12*.

Cu ajutorul unui aparat se pot măsura grosimi în intervalul de la 0,4 la 3 mm, utilizînd, ca sursă de radiații, izotopul Tu^{170} sau Eu^{155}.

5.2.9. PROIECTOARE DE PROFILE

Proiectoarele de profile sînt construite pe baza proiectării, la o scară mărită pe un ecran mat, a conturului sau a unei părți din conturul piesei de verificat. Principiul de funcționare este următorul (fig. 5.64): fasciculul de raze luminoase de la sursa *1* trece prin lentila-condensor *2*, ia imaginea conturului piesei *3* (cu lungimea *AB*), o trece prin lentila-obiectiv *4* și o proiectează pe ecranul mat *5*; aici se obține imaginea inversă a conturului piesei la mărimea *A′B′*.

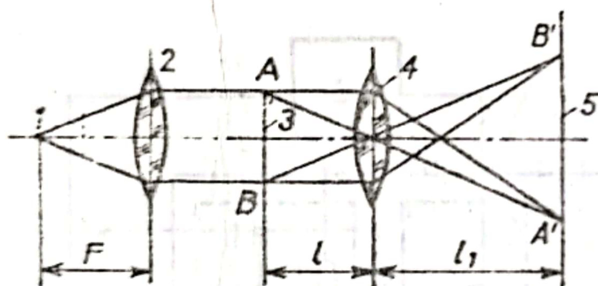


Fig. 5.64. Principiul de funcționare al proiectoarelor.

În figura 5.65 este prezentată schema optică de principiu a proiectorului. Lumina, care pleacă din sursa *1*, trece prin condensorul *2* și se îndreaptă sub formă de fascicul de raze paralele spre placa de sticlă *3*, care este montată, printr-un suport, pe masa aparatului și pe care este așezată piesa de verificat. Fasciculul de raze ia conturul integral sau parțial al piesei și, după ce trece prin plăcile de protecție *4* și prin obiectivul *5*, se reflectă pe oglinda *6* și ajunge la ecranul *7*. Aici, printr-o deplasare de reglare corespunzătoare a mesei cu piesa în planul orizontal (transversal și longitudinal, precum și cu o mișcare de rotație), se obține suprapunerea imaginii cu conturul nominal desenat la scara respectivă pe o foaie de calc. Focalizarea imaginii se face apropiind sau depărtînd (pe verticală) masa de obiectiv (sau invers). De obicei, proiectoarele sînt prevăzute cu obiective schimbabile (montate într-un mecanism tip revolver) pentru măriri de 10, 20 și 50 de ori. Pentru măsurarea profilelor pieselor ca: șabloane, came, roți dințate etc. proiectorul dispune de următoarele posibilități:

a) compararea conturului real mărit cu desenul executat la scară;

b) măsurarea, direct pe ecran, a abaterilor conturului real față de cel nominal desenat (de exemplu, la o mărire de 50 ori, o abatere de 1 mm măsurată pe ecran înseamnă, în realitate, o abatere efectivă de 1 : 50 = 0,02 mm);

Scanned with OKEN Scanner

c) măsurarea profilului în coordonate rectangulare sau în coordonate polare.

În figura 5.66 este prezentată o vedere generală a proiectorului, pe care sînt indicate următoarele elemente: ecranul *1*, riglele *2* de fixare a desenului, masa ecranului *3*, mecanismul tip revolver *4* cu trei obiective, măsuţa *5* pe care este fixată placa de sticlă *6* (pentru aşezarea piesei), mecanismul *7* de înclinare

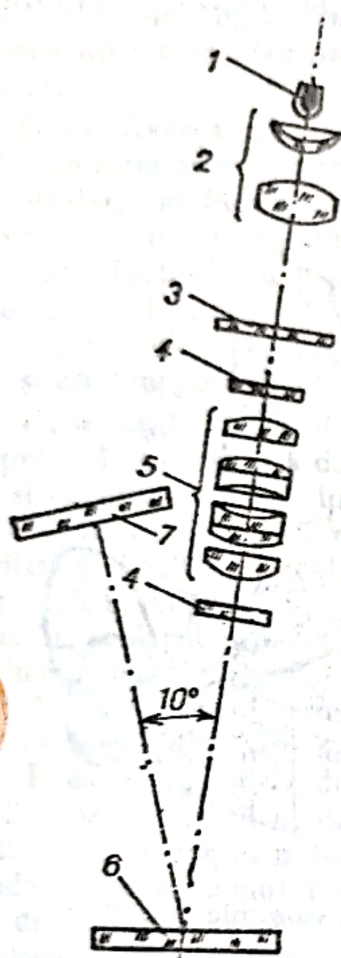


Fig. 5.65. Schema optică a proiectorului de profile.

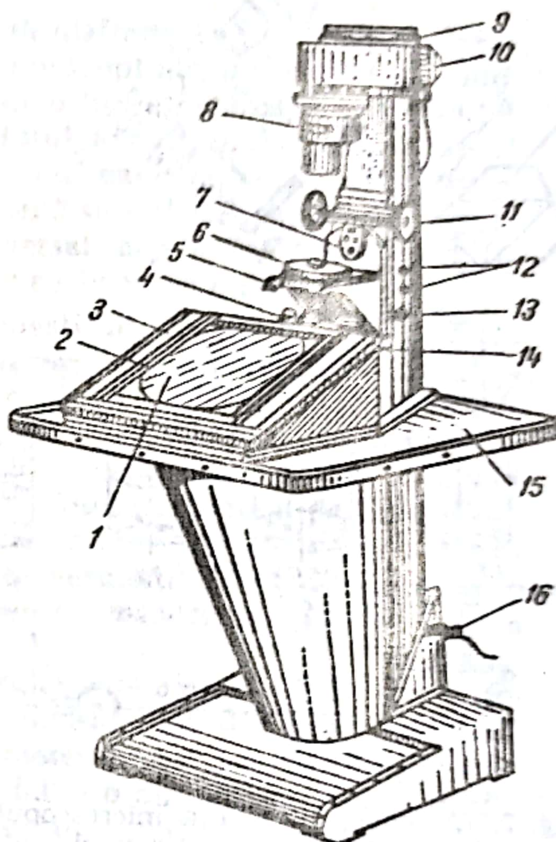


Fig. 5.66. Proiector de profile.

a suportului, maneta *8* de schimbare a condensorului (în funcţie de obiectiv), suportul sursei de iluminare *10*, dispozitivul *11* de deplasare a măsuţei *5* pe verticală, butoanele de contact *12* şi *13*, şurubul de blocare *14*, ştecherul *16*, elementele *9* şi *15* pentru fixarea unui cadru cu perdea neagră care formează o cameră obscură (în scopul unei mai bune vizibilităţi a imaginii pe ecran). În cazul cînd piesa are formă cilindrică şi este prevăzută cu găuri de centrare, pe măsuţa *5* se fixează un dispozitiv de prindere între vîrfuri.

5.2.10. MICROSCOAPE PENTRU MĂSURAREA LUNGIMILOR ŞI UNGHIURILOR

Aparatele din această grupă sînt utilizate pentru măsurarea cu precizie înaltă a dimensiunilor liniare, unghiurilor, razelor de curbură, elementelor filetelor şi roţilor dinţate, calibrelor şi camelor, sculelor aşchietoare etc., la piese cilindrice, prismatice şi cu profile complexe.

Scanned with OKEN Scanner

Microscoapele de măsurare se execută în trei tipuri, diferite ca gabarit, construcţie şi precizie: microscopul mic de atelier, microscopul mare de atelier (instrumental) şi microscopul universal.

Partea comună a celor trei tipuri de microscoape o constituie microscopul propriu-zis, a cărui schemă optică este prezentată în figura 5.67. Razele de lumină de la sursa *1* trec printr-un sistem de lentile şi filtre (din care face parte şi filtrul *2*), se reflectă pe oglinda *3*, trec prin lentila-condensor *4* şi luminează piesa care

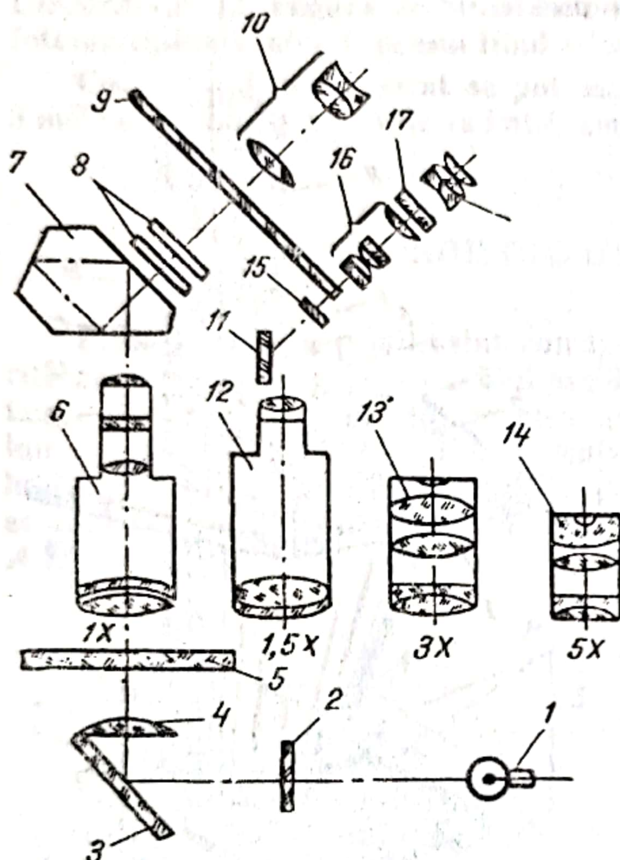


Fig. 5.67. Schema optică a microscopului pentru măsurarea lungimilor şi unghiurilor.

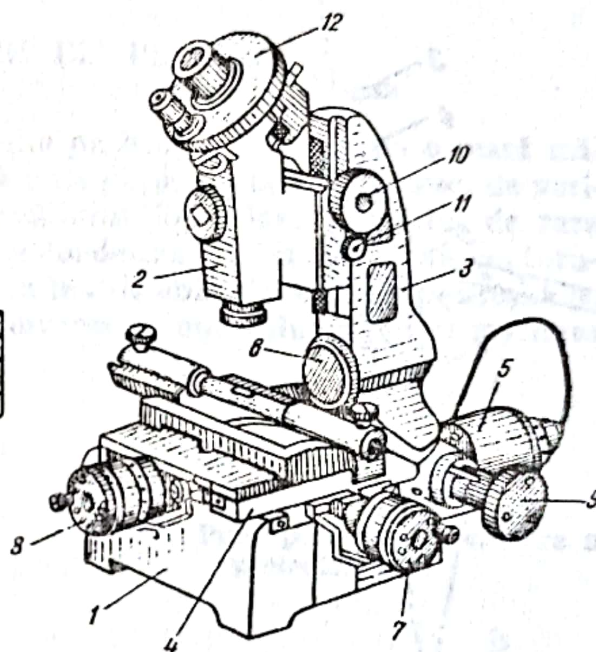


Fig. 5.68. Microscop mic de atelier.

este aşezată pe masa de sticlă *5* sau într-un dispozitiv cu vîrfuri de centrare; luînd imaginea parţială sau totală a conturului piesei, lumina trece mai departe prin prisma *7*, printr-unul din obiectivele *6*, *12*, *13* sau *14*, apoi prin plăcile de protecţie *8* şi ajunge în capul ocular, de exemplu, în capul ocular universal format din: placa transparentă şi rotitoare *9* (cu un sistem de fire reticulare la mijloc şi cu o scară gradată în 360° sexagesimale la periferie), ocularul central *10*, apoi oglinda *11*, filtrul *15*, obiectivul *16*, plăcuţa *17* cu vernier de 60 diviziuni a cîte 1′ şi ocularul *18*. De menţionat că sistemul optic periferic, începînd cu oglinda *11* şi terminînd cu ocularul *18*, este luminat separat de un bec de 6 sau 12 V, al cărui suport este fixat pe braţul microscopului.

Microscopul mic de atelier (fig. 5.68) este compus din următoarele părţi şi organe componente: batiul *1*, coloana *3*, (care se poate înclina vertical în jurul axului *6* pînă la ±10°, braţul *2* cu microscopul propriu-zis şi capul ocular 12, masa *4*, sistemul de iluminare *5*, maneta *9* pentru rotirea coloanei *3*, mecanismul *10* de deplasare pe verticală a braţului *2* şi şurubul de blocare *11*. Masa *4* este formată dintr-o sanie inferioară, care poate fi deplasată longitudinal actio-

Scanned with OKEN Scanner

nînd mecanismul micrometric 7, dintr-o sanie superioară, care poate fi deplasată transversal acționînd mecanismul micrometric *8* și dintr-un suport cu vîrfuri de centrare, care, în cazul cînd piesa de măsurat nu poate fi așezată direct pe placa de sticlă a saniei superioare, servește pentru centrarea și prinderea piesei. Cursa măsurată a mecanismelor micrometrice *7* și *8* este de 25 mm, iar valoarea diviziunii este de 0,01 mm. Deplasări ale mesei mai mari de 25 mm (atît în direcție longitudinală, cît și în direcție transversală) se obțin prin introducerea unei cale plan-paralele între tija șurubului micrometric și sania respectivă.

După fixarea piesei pe masa *4*, se reglează diafragma (din montura sistemului de iluminare *5*) pentru obținerea unei lumini optime, după care, privind prin ocular, se face focalizarea imaginii piesei prin deplasarea microscopului pe verticală (spre sau dinspre piesă), cu ajutorul mecanismului *10*. În cazul verificării filetelor cu pas mare, respectiv cu înclinare mare a spirei, este necesară și o înclinare corespunzătoare a coloanei *3* spre stînga sau spre dreapta.

Capul-ocular *12* poate fi: cap-ocular universal, cap-ocular revolver cu filete și unghiuri ori cu racordări sau cap-ocular cu imagine dublă.

Capul-ocular universal (fig. 5.69, *a*) este constituit din următoarele părți: corpul *1* (în care se află discul de sticlă transparentă cu fire reticulare în mijloc și cu scara gradată în 360° la periferie), ocularul central *2*, ocularul periferic *3*, dispozitivul *4* de rotire a discului cu firele reticulare și cu scara gradată periferică și oglinda *5* (oglinda *11* din figura 5.67). În ocularul central *2* se văd (fig. 5.69, *b*) imaginea reală mărită a conturului piesei și sistemul de fire reticulare. În ocularul periferic *3* se văd (fig. 5.69, *c*) cîteva repere în grade sexagesimale ale scării gradate periferice, precum și vernierul fix cu 60 diviziuni a cîte 1′. Capul-ocular universal este folosit pentru măsurarea lungimilor și a unghiurilor.

În cazul măsurării, de exemplu, a diametrului unei piese cilindrice, se caută întîi, a se obține în ocularul central, suprapunerea unuia din firele reticulare centrale cu imaginea uneia din generatoarele piesei și, apoi, se citește pe scara gradată a mecanismului micrometric *2* (v. fig. 5.68) o anumită valoare; operația de suprapunere și citire se execută și pentru cealaltă generatoare (după deplasarea corespunzătoare a mesei cu piesa de măsurat); diferența dintre cele două citiri va da valoarea diametrului în secțiunea respectivă.

În cazul măsurării, de exemplu, a unghiului piesei a cărei imagine se vede în figura 5.69, *b*, unul din firele reticulare se așază foarte aproape și paralel cu una din laturi (prin deplasarea corespunzătoare a piesei și prin rotirea discului de sticlă cu firele reticulare), iar în ocularul periferic se citește o anumită valoare (121°34′ în figura 5.69, *c*); aceeași operație se execută și pentru cealaltă latură; diferența dintre cele două valori citite ne dă valoarea unghiului dintre laturi.

Pentru efectuarea unei vizări cît mai precise, respectiv pentru micșorarea erorii de vizare în cazul, de exemplu, al măsurării diametrului mediu sau pasului filetelor de înaltă precizie (măsurarea executîndu-se, de obicei, la microscopul universal), se utilizează cuțite speciale, de dreapta sau de stînga (în funcție de flancul filetului), care, cu muchia lor, se aduc în contact cu flancul filetului în planul axial orizontal al piesei filetate. Cuțitele sînt prevăzute, pe suprafața netedă superioară vizibilă în ocularul central al capului-ocular universal, cu două rizuri lungi, paralele cu muchia cuțitului și trasate, față de muchie, la aceeași distanță (de 0,3 și respectiv 0,9 mm), la care sînt trasate

firele reticulare necentrale (linii întrerupte), cîte două de o parte şi de alta, faţă de firul reticular central (linie întreruptă, fig. 5.69, *b*). După ce s-a realizat contactul dintre cuţit şi flancul filetului, trebuie să se obţină suprapunerea a două fire reticulare necentrale pe rizurile cuţitului ; prin aceasta se obţine, de fapt, suprapunerea firului reticular central pe linia de contact dintre cuţitul

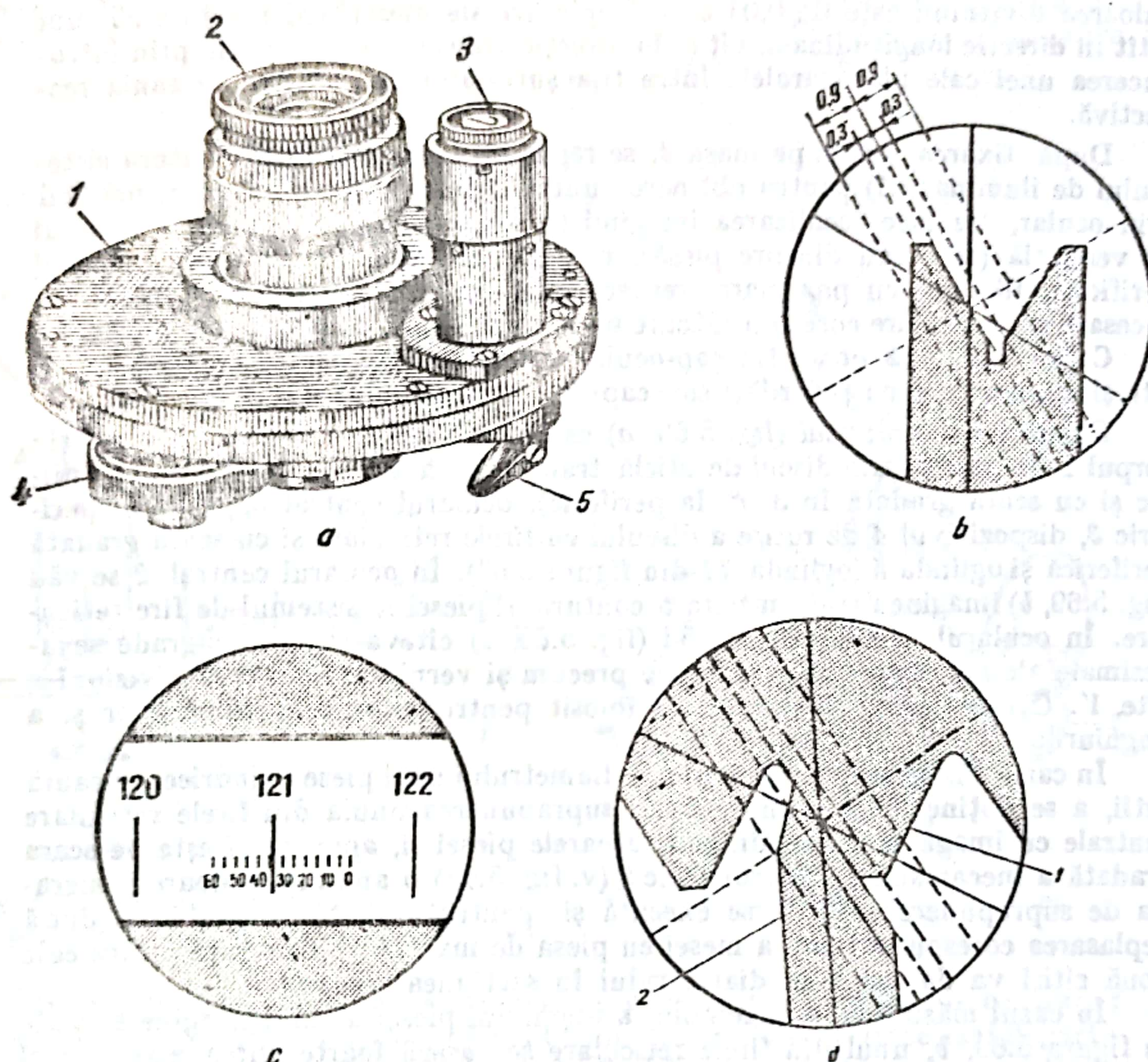


Fig. 5.69. Cap-ocular universal :

a — vedere generală ; *b, d* — vizare ; *c* — citirea indicaţiilor unghiulare (121°34′).

2 şi flancul filetului *1* (fig. 5.69, *d*), suprapunere care nu se poate obţine direct din cauza că linia de contact nu se poate distinge clar. De reţinut că suprafaţa cu rizuri a cuţitului trebuie să fie luminată cu ajutorul unui dispozitiv (cu 2—4 beculeţe de 3,5 sau 6,3 V), care se fixează, de obicei, pe tubul microscopului central, deasupra ocularului.

Capul-ocular cu filete şi unghiuri (fig. 5.70, *a*) este constituit din ocularul propriu-zis *1*, corpul *2* (cu plasa de sticlă pe care sînt trasate profilele teoretice ale filetelor şi diferite unghiuri) şi dispozitivul *3* pentru rotirea plăcii de sticlă din corpul *2*. După cum se observă, ocularul *1* este montat excentric faţă de placa de sticlă. La verificarea, de exemplu, a filetelor se caută a se obţine suprapunerea imaginii reale şi mărite a conturului spirelor cu profilul teoretic cores-

punzător (fig. 5.70, *b*) în aşa fel, ca linia medie a profilului teoretic (pe care este înscrisă valoarea pasului) să se suprapună cu valoarea zero a scării gradate fixe din partea stîngă a cîmpului vizual; în acest mod se poate determina pasul filetului atît pentru filete metrice, cît şi pentru cele în inci. Făcînd suprapunerea, pe rînd, a fiecărui flanc al imaginii cu flancul corespunzător al profilului teoretic şi citind de fiecare dată pe scara gradată din cîmpul vizual, va-

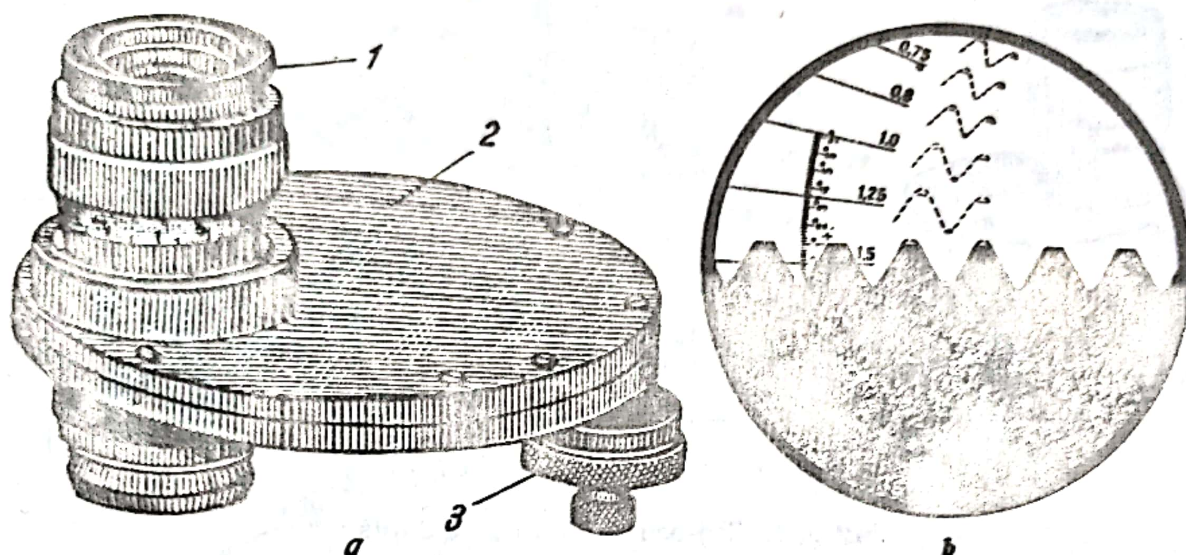


Fig. 5.70. Cap-ocular revolver:
a — vedere generală; *b* — verificarea filetului.

loarea indicată de linia medie a profilului, diferenţa celor două citiri va da aşa-numita asimetrie a profilului filetului verificat.

Capul-ocular cu racordări are aceeaşi construcţie ca şi capul-ocular cu filete şi se utilizează în acelaşi mod, respectiv se suprapune (după un anumit număr de încercări) imaginea reală mărită a unei părţi din contur sau a conturului integral al piesei cu profilul teoretic al unei racordări sau curbe; în ultimă instanţă, se determină raza şi, eventual, abaterea profilului piesei.

Capul-ocular cu imagine dublă (fig. 5.71, *a*) are, datorită unei construcţii deosebite, proprietatea de a da, pentru un anumit contur sau profil, două imagini, ce se suprapun prin centrarea conturului, respectiv a profilului piesei pe axa optică principală a sistemului. Dacă, de exemplu, trebuie să se determine distanţa dintre centrele a două alezaje ale unei piese în formă de plăcuţă (fig. 5.71, *b*), se procedează în modul următor: după aşezarea piesei pe placa de sticlă, se face centrarea unuia dintre cele două alezaje, deplasînd piesa cu ajutorul celor două mecanisme micrometrice *7* şi *8* (v. fig. 5.68); se notează cu x_1 valoarea citită pe scara gradată a mecanismului micrometric *7* şi cu y_1 valoarea citită pe scara gradată a mecanismului micrometric *8*; se centrează în ocular cel de-al doilea alezaj şi se fac citirile x_2 şi y_2; se calculează valorile $X=|x_2-x_1|$ şi $Y=|y_2-y_1|$, după care, conform teoremei lui Pitagora, distanţa dintre axele alezajelor se va calcula cu relaţia:

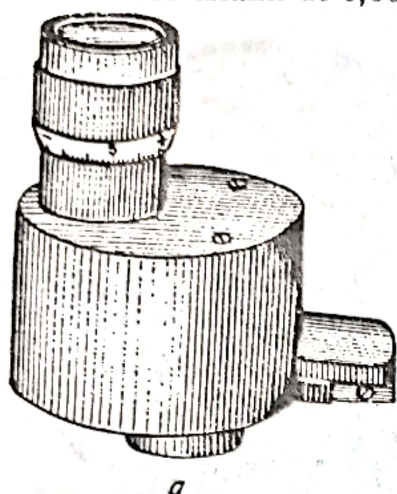
$$L^2=\sqrt{X^2+Y^2}\ \text{[mm]}. \tag{5.12}$$

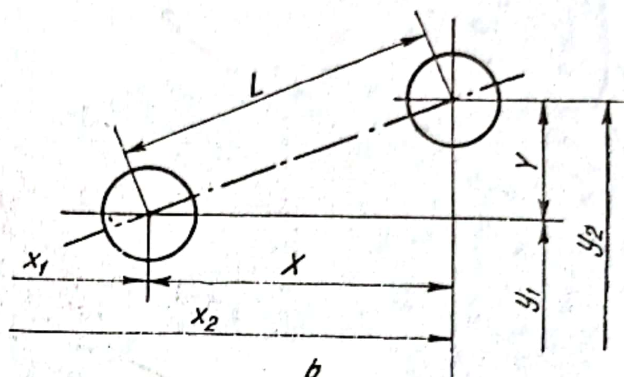
În cazul cînd piesa poate fi aşezată în aşa fel, încît alezajele să se găsească pe aceeaşi linie cu direcţia de deplasare longitudinală sau transversală a mesei

Scanned with OKEN Scanner

4 (v. fig. 5.68), distanța dintre axele alezajelor va fi $L = X = |x_2 - x_1|$ sau $L = Y = |y_2 - y_1|$, întrucît una din cele două coordonate este egală cu zero.

Microscopul mare de atelier se deosebește de microscopul mic prin următoarele: dimensiuni de gabarit mai mari; mecanismele micrometrice pentru deplasarea săniilor longitudinală și transversală au, pe scara gradată circulară valoarea diviziunii de 0,005 mm, ceea ce permite măsurarea dimensiunilor cu o





a   b

Fig. 5.71. Cap-ocular cu imagine dublă:
a — vedere generală; b — schema de măsurare.

precizie mai mare; pe sania superioară este montată o placă circulară orizontală (prevăzută cu o scară gradată de 360° și un vernier cu precizia de 3′), care se poate roti, împreună cu piesa de măsurat, în jurul unui ax central, mărind astfel posibilitățile de măsurare ale aparatului mai ales în cazul unor piese complexe; coloana verticală se poate înclina în planul vertical (spre dreapta și spre stînga) cu un unghi de pînă la 12° în fiecare parte etc.

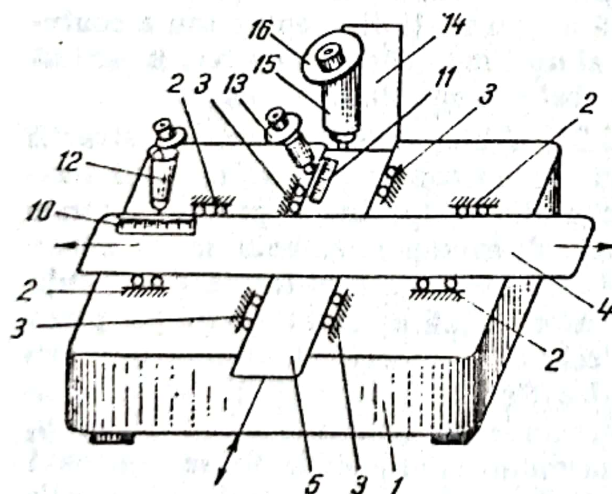


Fig. 5.72. Schema constructivă a microscopului universal.

Microscopul universal de măsurare este cel mai perfecționat aparat din această grupă atît ca precizie de măsurare a dimensiunilor, cît și ca limită de măsurare. Conform schemei constructive prezentate în figura 5.72, aparatul este constituit din: batiul *1*, cu ghidajele longitudinale *2* și transversale *3*; sania longitudinală *4*, care se deplasează pe ghidajele *2* și pe care este montat dispozitivul de prindere a piesei de măsurat (sania este prevăzută și cu o placă de sticlă pe care se poate așeza piesa), precum și scara gradată milimetrică *10*; sania transversală *5*, care se deplasează pe ghidajele *3* și pe care se găsește scara gradată milimetrică *11* și este montat întregul sistem al microscopului central (suportul cu coloana *14*, microscopul central *15* și capul-ocular *16*); microscopul cu vernier spiral *12* (montat pe batiul *1*)

pentru măsurarea deplasărilor saniei longitudinale *4*, respectiv pentru măsurarea dimensiunilor piesei în direcţie longitudinală; microscopul cu vernier spiral 13 (montat tot pe batiul *1*) pentru măsurarea deplasărilor saniei transversale *5*, respectiv pentru măsurarea dimensiunilor piesei în direcţie transversală.

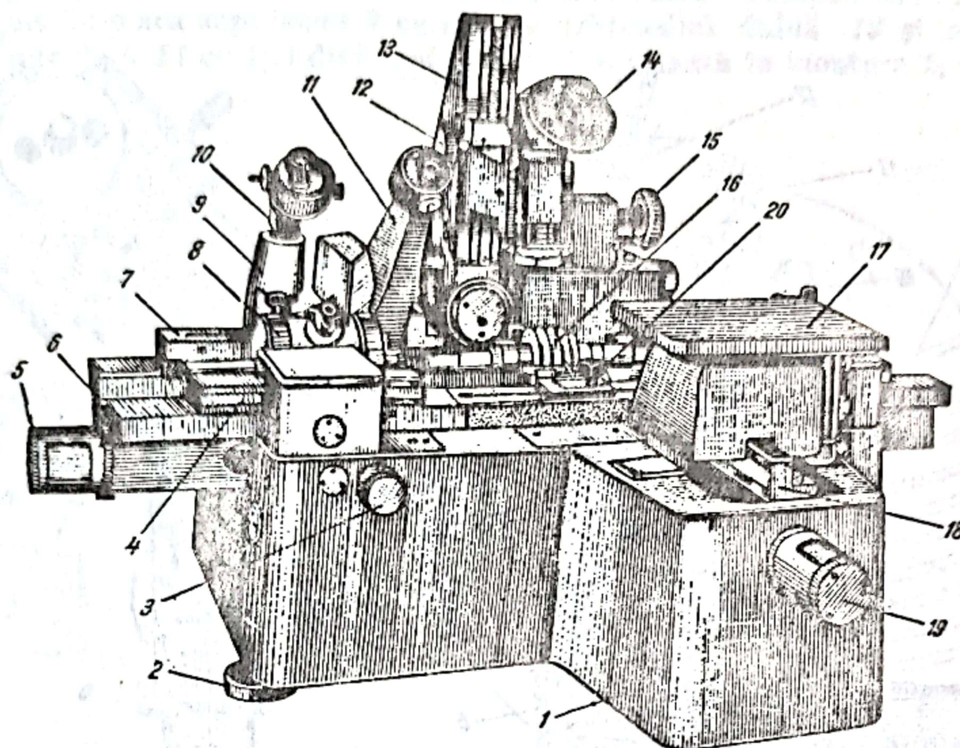


Fig. 5.73. Microscop universal.

În figura 5.73 este prezentată vederea de ansamblu a microscopului universal, în care se disting următoarele părţi şi mecanisme: batiul *1* care se sprijină pe trei şuruburi *2*, şurubul *3* de deblocare şi blocare a saniei longitudinale *4* (un asemenea şurub există şi pentru sania transversală), mecanismul *5* de avans fin (reglare fină) al saniei longitudinale, ghidajele longitudinale *6*, scara gradată milimetrică *7* de pe sania longitudinală, dispozitivul *8* cu vîrfuri de centrare pentru fixarea piesei de măsurat *16*, suportul *9*, cu microscopul cu vernier spiral *10* pentru măsurări longitudinale, suportul *11* cu microscopul cu vernier spiral pentru măsurări transversale, coloana *13*, mecanismul *12* pentru deplasarea pe verticală a braţului cu microscopul central şi capul-ocular *14*, mecanismul *15* pentru înclinarea suportului *13*, măsuţa mobilă *17* pentru notaţii şi înregistrări, ghidajele transversale *18*, mecanismul *19* de avans fin (reglare fină) al saniei transversale, dispozitivele *20* de prindere a cuţitelor speciale (reper *2* — fig. 5.69, *d*).

Operaţia de măsurare la microscopul universal se desfăşoară ca şi la microscopul de atelier, adică: după aşezarea şi fixarea piesei de măsurat, se face vizarea în ocularul microscopului central, pentru aceasta acţionînd, după caz, unul sau amîndouă şuruburile *3* (deplasarea, respectiv reglarea brută a poziţiei saniei longitudinale cu piesa sau a saniei transversale cu microscopul central) şi mecanismele *5* şi *19* (deplasarea, respectiv reglarea fină a poziţiei saniei longitudinale sau a saniei transversale); urmează citirea valorii corespunzătoare fie în ocularul unuia dintre microscoapele cu vernier spiral, fie în ocularul

Scanned with OKEN Scanner

periferic al microscopului central, se repetă operaţia pentru a doua vizare şi a doua citire, după care, calculînd diferenţa dintre două citiri, se determină valoarea dimensiunii liniare (de exemplu, diametrul unei piese cilindrice, diametrul mediu şi pasul filetului etc.) sau unghiulare (de exemplu, unghiul unui calibru, unghiul de profil al filetului etc.).

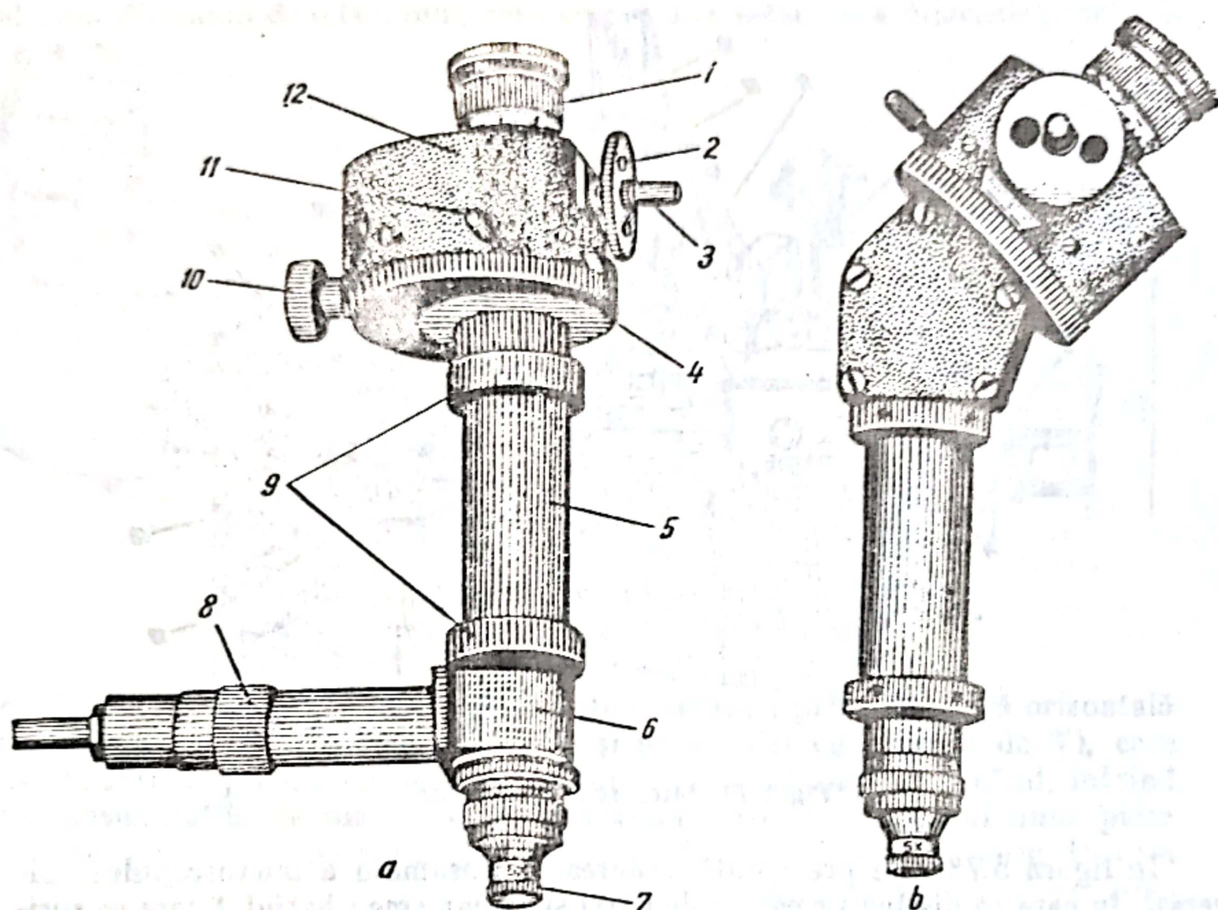


Fig. 5.74. Microscop cu vernier spiral :
a — pentru măsurarea dimensiunilor transversale; *b* — pentru măsurarea dimensiunilor longitudinale.

Dacă precizia de citire a unghiurilor este cea dată de capul-ocular universal, adică de 1 , precizia de măsurare a dimensiunilor liniare este de 0,001 mm aceasta fiind asigurată de microscoapele cu vernier spiral.

În figurile 5.74, *a* şi *b*, sînt reprezentate microscopul cu vernier spiral pentru măsurarea deplasărilor (dimensiunilor) în direcţia transversală şi respectiv microscopul cu vernier spiral pentru măsurarea deplasărilor (dimensiunilor) în direcţie longitudinală. Fiecare microscop este constituit din următoarele părţi şi repere (conform notaţiilor din fig. 5.74, *a*) : ocularul *1*, rotiţa randalinată *2* pentru rotirea înceată a discului cu spirala arhimedică şi cu scara gradată circulară din capul-ocular *12*, axul randalinat *3* pentru rotirea rapidă a aceluiaşi disc din capul-ocular *12*, placa *4* pe care se montează şi se ghidează capul-ocular *12*, tubul *5* al microscopului, obiectivul *7*, piuliţa *8* de fixare a lămpii sistemului de iluminare, piuliţele *9* de reglare a distanţei focale în microscop, rotiţa randalinată *10* pentru deplasarea capului-ocular *12* faţă de placa *4* (necesară în cazul reglării poziţiei reperului milimetric 0 astfel ca să

Scanned with OKEN Scanner

se suprapună peste reperul 0 al scării zecimilor de milimetri — v. fig. 5.75, *b*), şurubul *11* de blocare a capului-ocular. Bucşa-colier *6* serveşte doar la fixarea temporară a sistemului de iluminare, care este livrat odată cu microscopul.

În figura 5.75, *a* este prezentată schematic construcţia *capului-ocular cu vernier spiral*, care este formată din următoarele elemente componente : ocularul propriu-zis *3* ; placa superioară *7* cu spirala arhimedică dublă *10* şi cu scara gradată circulară *11* cu 100 diviziuni (placa *7* este fixată în montura *5*, se spri-

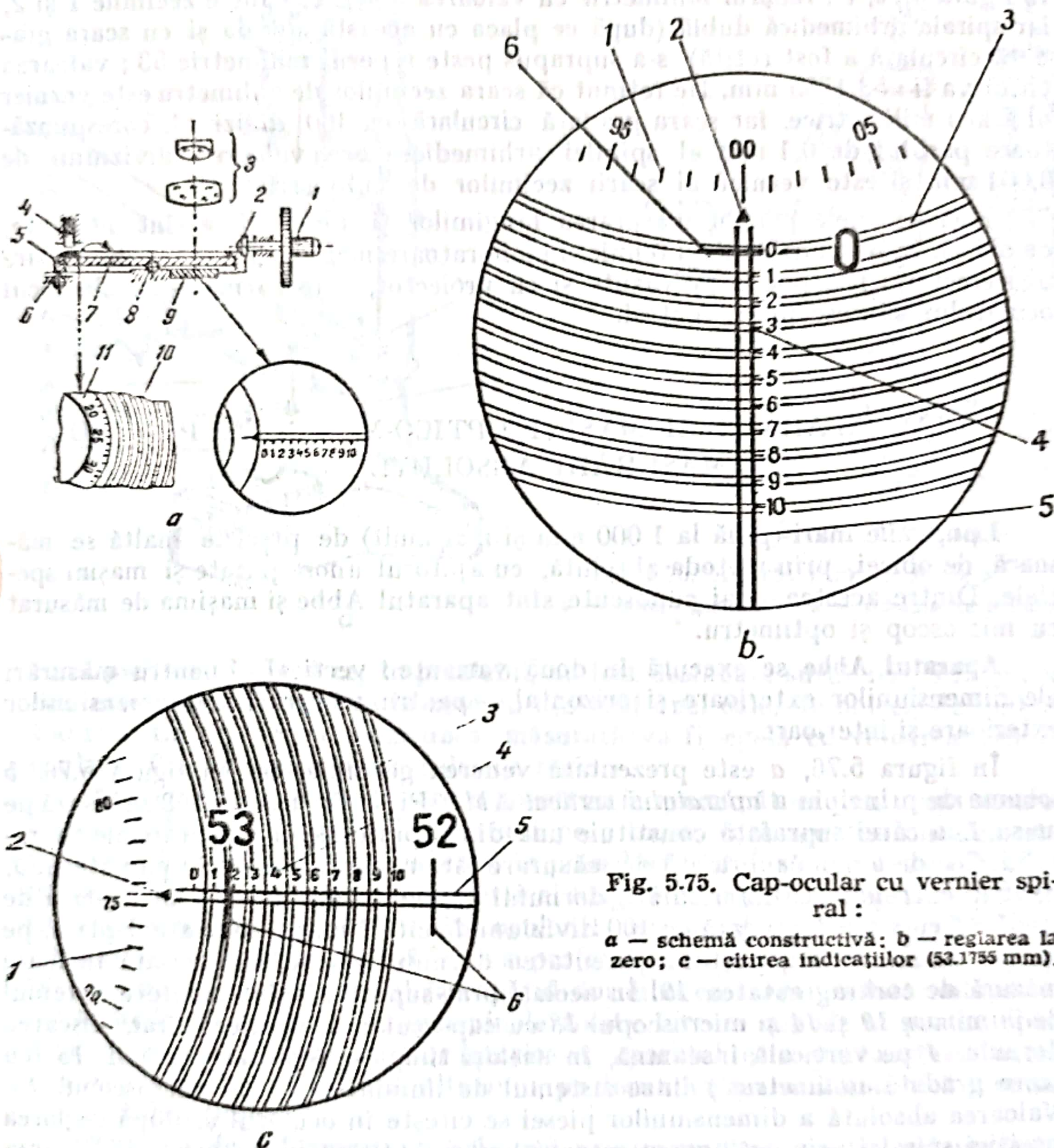


Fig. 5.75. Cap-ocular cu vernier spiral :
a — schemă constructivă ; *b* — reglarea la zero ; *c* — citirea indicaţiilor (53.1755 mm).

jină pe reazemul *6* şi se poate roti în jurul axului *8*, excentric faţă de ocularul *3*) ; placa fixă *9* cu scara zecimilor de milimetri şi indicele fix ; mecanismul *1* (reperele *2* şi *3* din figura 5.74, *a*) pentru rotirea plăcii *7* prin intermediul pinionului *2*.

În cazul măsurării dimensiunilor liniare, la poziţia zero a săniilor longitudinală şi transversală, în ocularul microscopului cu vernier spiral se pot vedea următoarele (fig. 5.75, *b*) : reperul milimetric *6* cu valoarea 0 (zero) este supra-

Scanned with OKEN Scanner

pus peste reperul 0 al scării zecimilor de milimetru *4*; în același timp, fiecare spirală dublă *3* cuprinde la mijloc, în zona săgeții formată din liniile *5*, cîte un reper al scării zecimilor de milimetru, iar în dreptul vîrfului săgeții-indice *2* se află reperul cu valoarea 00 al scării circulare *1*. În cazul cînd, de exemplu, la măsurarea pasului unui filet de calibru, s-a făcut vizarea pe un flanc al filetului (prin suprapunerea unui fir reticular din microscopul central), în ocularul microscopului cu vernier spiral se vede ceea ce este prezentat, ca exemplu, în figura 5.75, *c*: reperul milimetric cu valoarea 53 se află între zecimile 1 și 2, iar spirala arhimedică dublă (după ce placa cu această spirală și cu scara gradată circulară a fost rotită) s-a suprapus peste reperul milimetric 53; valoarea citită va fi: 53,1755 mm. De reținut că scara zecimilor de milimetru este vernier al scării milimetrice, iar scara gradată circulară cu 100 diviziuni, corespunzătoare pasului de 0,1 mm al spiralei arhimedice, are valoarea diviziunii de 0,001 mm și este vernier al scării zecimilor de milimetru.

Microscoapele pentru măsurarea lungimilor și unghiurilor sînt utilizate, de obicei, în secții de control tehnic, în laboratoare metrologice și în laboratoare de cercetare. Ele pot fi prevăzute și cu proiector, care se montează în locul ocularului microscopului central.

5.2.11. APARATE ȘI MAȘINI OPTICO-MECANICE PENTRU MĂSURĂRI ABSOLUTE

Lungimile mari (pînă la 1 000 mm și mai mult) de precizie înaltă se măsoară, de obicei, prin metoda absolută, cu ajutorul unor aparate și mașini speciale. Dintre acestea, mai cunoscute sînt aparatul Abbe și mașina de măsurat cu microscop și optimetru.

Aparatul Abbe se execută în două variante: vertical — pentru măsurări ale dimensiunilor exterioare și orizontal — pentru măsurări ale dimensiunilor exterioare și interioare.

În figura 5.76, *a* este prezentată vederea generală, iar în figura 5.76, *b* schema de principiu a *aparatului vertical Abbe*. Piesa de măsurat *2* se așază pe masa *1*, a cărei suprafață constituie una din suprafețele de măsurare ale aparatului. Cea de-a doua suprafață de măsurare este materializată prin palpatorul *3*, fixat la extremitatea inferioară a dornului *4*. Acesta din urmă poartă placa de sticlă *15* cu o scară gradată cu 100 diviziuni de cîte 1 mm și se poate deplasa, pe verticală, în brațul-suport *17*. Greutatea dornului *4* este compensată în mare măsură de contragreutatea *16*. În același braț-suport *17* sînt montate sistemul de iluminare *10* și *14* și microscopul *18* cu cap-ocular cu vernier spiral. Mișcarea dornului *4* pe verticală înseamnă, în același timp, și deplasarea plăcii *15* (cu scara gradată milimetrică) între sistemul de iluminare *14* și microscopul *18*. Valoarea absolută a dimensiunilor piesei se citește în ocularul *6*, după reglarea poziției spiralei prin acționarea mecanismului *5*. Periodic, se verifică valoarea zero a aparatului, respectiv se realizează contactul palpatorului *3* cu masa *1* (dimensiunea zero), după care, dacă este necesar, se desface șurubul *7* (se deblochează ocularul) și, cu ajutorul șurubului *8*, se obține suprapunerea reperelor zero de pe scara milimetrică și de pe scara zecimilor de milimetru; operația se încheie cu stringerea șurubului *7*. Șurubul *9* servește la blocarea poziției dornului *4* pentru păstrarea, mai mult timp, a valorii determinate după înde-

părtarea piesei măsurate. Mecanismul *11*, format, în principal, dintr-o tijă-opritor, un şurub de fixare şi un dop de cauciuc, serveşte la oprirea palpatorului *3* la o oarecare distanţă (mai mică decît dimensiunea pieselor măsurate) de masa *1*, pentru a evita şocul şi, eventual, spargerea vîrfului palpatorului.

Pentru măsurarea lungimilor mai mari de 100 mm (dar numai pînă la 250 mm), corpul cu braţul-suport *17* se poate ridica pe coloana aparatului cu aju-

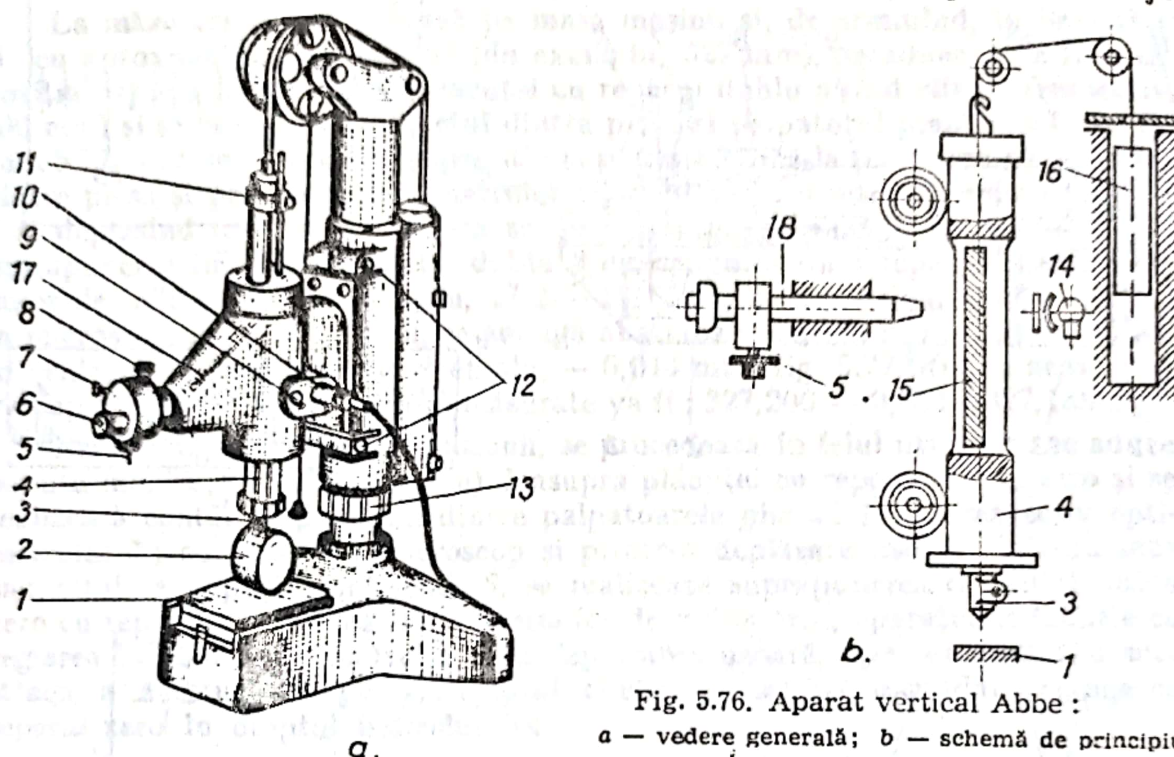


Fig. 5.76. Aparat vertical Abbe :
a — vedere generală; *b* — schemă de principiu.

torul piuliţei *13*, după ce, în prealabil, au fost desfăcute şuruburile *12*. În acest caz, este necesară reglarea la zero cu ajutorul unei cale, de obicei, de 100 sau 150 mm. Ca urmare, dimensiunea măsurată va fi egală cu valoarea citită în ocularul *6* plus dimensiunea calei de reglare.

Aparatul Abbe orizontal are o construcţie asemănătoare cu a optimetrului orizontal. Piesa se aşază şi se fixează pe o masă, care are posibilitatea să se deplaseze longitudinal şi transversal în planul orizontal, să se rotească în planul orizontal, să se încline în planul vertical longitudinal şi să se deplaseze pe verticală. Dimensiunea se citeşte în ocularul microscopului cu vernier spiral, după ce s-a realizat contactul între suprafaţa piesei şi suprafeţele a două palpatoare : unul care este montat la capătul dornului cu scara gradată milimetrică, iar al doilea care aparţine unei pinole fixate într-un suport în partea opusă. Pentru măsurarea dimensiunilor interioare, aparatul este prevăzut cu accesorii speciale, care se montează, cîte unul, pe dornul cu scara milimetrică şi respectiv pe tubul pinolei.

Maşinile de măsurare sînt cele mai precise mijloace pentru măsurarea dimensiunilor mari, cu valori pînă la 5 000 — 6 000 mm şi mai mult.

În figura 5.77, *a* este prezentată schema constructivă a *maşinii de măsurare tip IZM cu microscop şi optimetru*, avînd limitele de măsurare de 0—1 000 mm. Pe ghidajele batiului *1* se află păpuşa mobilă *10* cu pinola *11* şi păpuşa semimobilă *8* cu microscopul *6* şi optimetrul *7*. Odată cu păpuşa *10*, se deplasează un sistem de iluminare (închis în păpuşă) şi un sistem optic, din care fac parte,

printre altele, prisma cu reflecție totală *12* și lentila *13*. Odată cu deplasarea păpușii *8* (prin acționarea mecanismului *5*), are loc și deplasarea sistemului optic cu prisma *3* și lentila *2*. Între ghidajele batiului, în direcția longitudinală, sînt fixate plăcuțele de sticlă *9* prevăzute cu cîte un reper dublu și o cifră, care

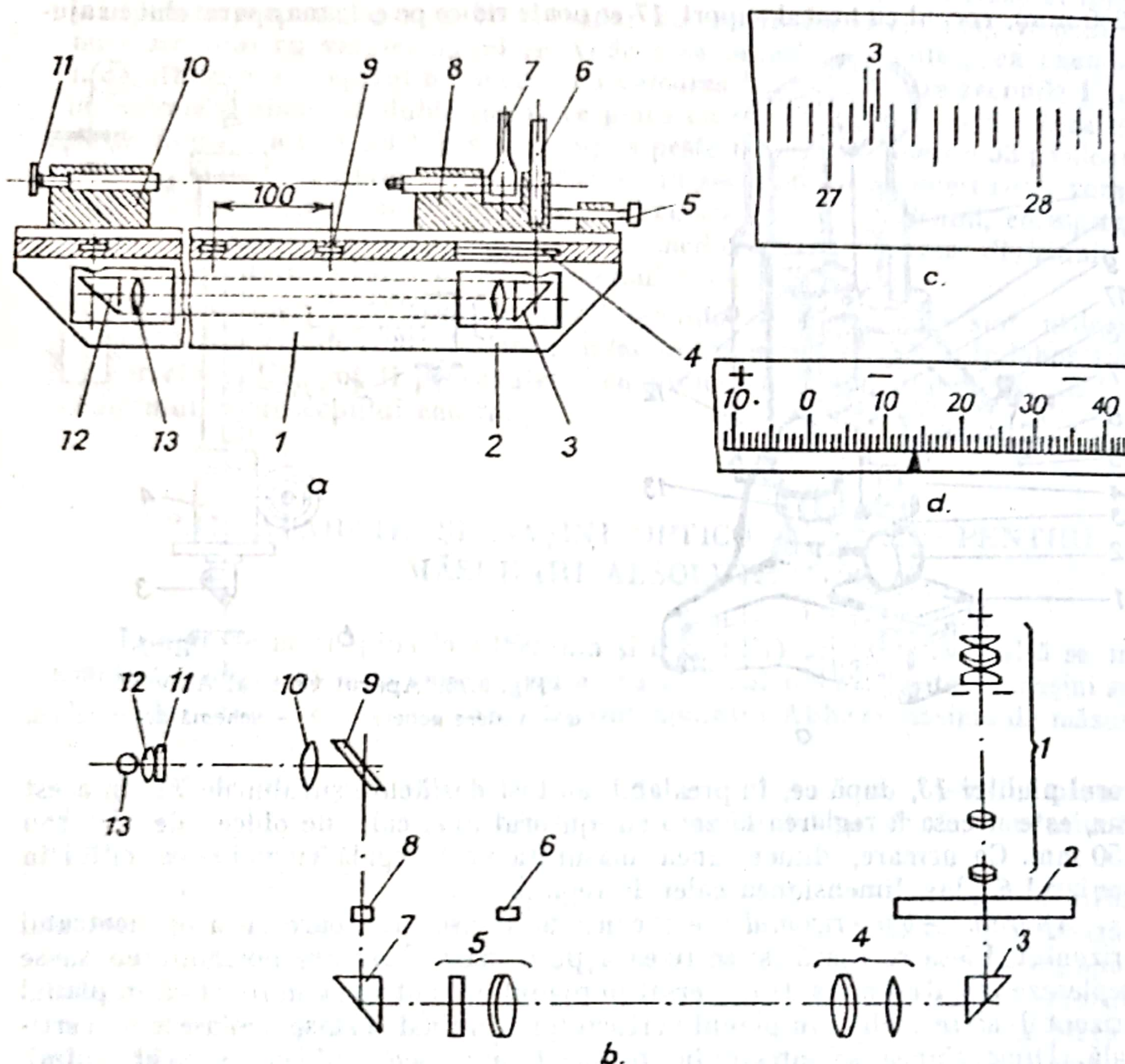


Fig. 5.77. Mașină de măsurare cu microscop și optimetru :
a — schemă constructivă; *b* — schemă optică; *c* — citire la microscop; *d* — citire la optimetru.

reprezintă un anumit număr de sute de mm ; distanța dintre reperele duble a două plăcuțe consecutive este de 100 mm. Tot între ghidajele batiului, dar în zona de deplasare a păpușii *8*, se află o placă de sticlă cu o scară gradată, a cărei lungime este de 100 mm, dar cu valoarea diviziunii de 0,1 mm. Între reperul dublu cu valoarea zero al primei plăcuțe *9* și reperul zero al scării zecimilor de milimetru (acest reper zero fiind limita din stînga a scării) este o distanță de 100 mm.

Conform schemei din figura 5.77, *b*, lumina de la sursa *13* trece prin lentila *12*, filtrul de lumină *11*, lentila *10* și ajunge la oglinda *9*, care îi schimbă direcția (toate aceste repere sînt incluse în păpușa *10* din figura 5.77, *a*). În

continuare, lumina trece prin plăcuţa *8* luînd imaginea reperului dublu corespunzător, se reflectă în prisma cu reflecţie totală *7* şi ajunge în obiectivul *5*; de aici, lumina se îndreaptă, sub formă de fascicul de raze paralele, spre obiectivul *4*, trece prin acesta şi prin prisma cu reflecţie totală *3*; trece, apoi, prin placa *2*, luînd şi imaginea unei porţiuni din scara gradată în zecimi de milimetru şi, în ultimă instanţă, ajunge în ocularul microscopului *1*.

La măsurare, piesa se aşază pe masa maşinii şi, determinînd, în prealabil şi cu aproximaţie, lungimea ei (de exemplu, 327 mm), se aduce şi se fixează poziţia păpuşii *10* în dreptul plăcuţei cu reperul dublu avînd cifra 3 (respectiv 300 mm) şi se realizează contactul dintre piesă şi palpatorul pinolei *11* (v. figura 5.77, *a*); se aduce apoi, spre stînga păpuşa *8* pînă la realizarea contactului dintre piesă şi palpatorul optimetrului *7*; privind prin ocularul microscopului *6* şi deplasînd uşor, spre dreapta sau spre stînga, păpuşa *8*, se poate obţine suprapunerea imaginii reperului dublu *3* cu imaginea unui reper al scării zecimilor de milimetru (de exemplu, 27,2 — fig. 5.77, *c*). La valoarea citită astfel în microscop, adică 327,2 mm, se adaugă abaterea (pozitivă sau negativă) citită în ocularul optimetrului, de exemplu, — 0,014 mm (fig. 5.77, *d*); în acest caz, valoarea absolută a dimensiunii măsurate va fi : 327,200 — 0,014=327,186 mm.

Pentru reglarea la zero a maşinii, se procedează în felul următor: se aduce păpuşa mobilă *10* (v. fig. 5.77, *a*) deasupra plăcuţei cu reperul dublu zero şi se realizează contactul prealabil dintre palpatoarele pinolei *11* şi respectiv optimetrului *7*; cu vizare în microscop şi printr-o deplasare uşoară, într-un sens sau altul, a păpuşii semimobile *8*, se realizează suprapunerea reperului dublu zero cu reperul zero al scării *4* a zecimilor de milimetru; operaţia se încheie cu reglarea la zero a optimetrului prin deplasarea uşoară, spre dreapta sau spre stînga, a acestuia în păpuşa *8*, pînă cînd imaginea scării gradate ajunge cu reperul zero în dreptul indicelui fix.

5.2.12. METODE ŞI MIJLOACE PENTRU MĂSURAREA UNGHIURILOR ŞI CONICITĂŢILOR

Mijloacele pentru măsurarea unghiurilor şi conicităţilor se clasifică astfel:

— măsuri şi mijloace cu valoare fixă pentru măsurarea sau verificarea unghiurilor (cale unghiulare, echere, şabloane);

— instrumente şi aparate pentru măsurarea directă a unghiurilor prin metode goniometrice (raportoare, nivele, capete divizoare, mese rotative, proiectoare, microscoape etc.);

— instrumente şi aparate pentru măsurarea indirectă a unghiurilor prin metode trigonometrice, prin care se măsoară alte dimensiuni sau parametri, după care se determină, prin calcul, valoarea unghiului care interesează (rigla de sinus, rigla de tangentă, bile, inele şi tampoane calibrate, microscoape etc.).

Calele unghiulare sînt măsuri unghiulare cu valoare fixă, care au formă de plăci prismatice triunghiulare (fig. 5.78, *a*), cu un singur unghi activ, sau de plăci prismatice dreptunghiulare (fig. 5.78, *b*), cu toate unghiurile active. Ele se utilizează pentru verificarea echerelor şi a şabloanelor, reglarea şi verificarea raportoarelor de diferite tipuri, precum şi pentru măsurarea sau verificarea unghiurilor de precizie mare la piese obişnuite.

Ca şi calele plan-paralele, calele unghiulare au proprietatea de a adera una pe alta, formînd blocuri, al căror unghi este egal cu suma unghiurilor calelor componente. Lungimea suprafeţelor de măsurare ale calelor este, de obicei, de 70 mm. Pentru formarea blocurilor de cale se folosesc diferite accesorii (fig. 5.79), cum ar fi suportul *1* şi rigla *4*, pe care calele se fixează cu ajutorul penelor *3* şi al şuruburilor *2* (pentru aceasta, calele unghiulare sînt prevăzute cu diferite orificii (v. fig. 5.78).

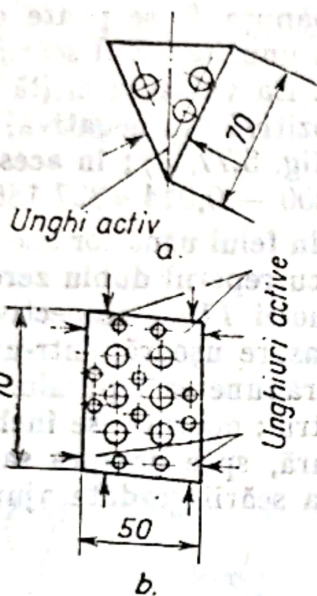


Fig. 5.78. Cale unghiulare.

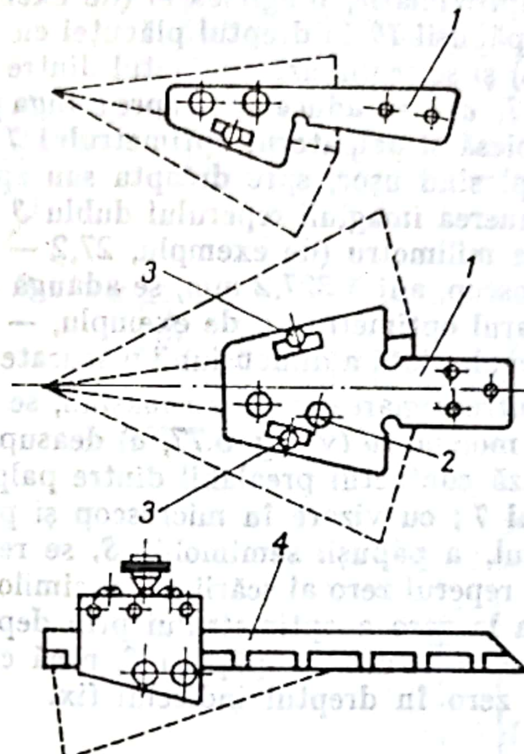


Fig. 5.79. Blocuri de cale unghiulare

Verificarea unghiurilor cu ajutorul calelor se face fie prin metoda fantei de lumină, fie prin metoda determinării abaterii de la paralelism dintre suprafaţa piesei şi suprafaţa de măsurare a calei. Şi într-un caz şi în celălalt, eroarea de măsurare nu depăşeşte 60″.

Calele unghiulare se execută în două clase de precizie: clasa 1 cu eroarea tolerată de ±10″ şi clasa a 2-a, cu eroarea tolerată de ± 20″. Rugozitatea suprafeţelor de măsurare R_a=0,025 µm, iar abaterea de la planitate este de maximum 0,3 µm.

În mod obişnuit, calele se livrează în truse, care conţin 19, 36 sau 94 bucăţi, cu diferite valori ale unghiurilor active pînă la 79°; există şi truse numai cu cinci cale triunghiulare de 15°, 30°, 45°, 55° şi 60°.

Echerele sînt mijloace utilizate la măsurarea, verificarea şi trasarea unghiurilor exterioare şi interioare. În combinaţie cu comparatoarele sau cu alte aparate de măsurare, echerele pot fi utilizate şi pentru controlul paralelismului şi perpendicularităţii unor suprafeţe plane precise (de exemplu, a ghidajelor maşinilor-unelte), precum şi pentru executarea unor operaţii de ajustare mai pretenţioase. Ele au două unghiuri active (interior şi exterior) de 45°, 60°, 90°

Scanned with OKEN Scanner

sau 120°. Cel mai des sînt folosite echerele cu unghiuri active de 90°, care se execută în patru clase de precizie și în patru tipuri constructive: normale simple și cu talpă (fig. 5.80, *a*); profilate (fig. 5.80, *b*); pentru suprafețe plane (fig. 5.80, *c*); cu bază lată (fig. 5.80, *d*).

Abaterile admisibile de la perpendicularitatea suprafețelor de lucru (active) ale echerelor sînt exprimate în secunde sau în micrometri și sînt date de relația:

$$\Delta p = \pm C_1 \cdot \frac{h}{C_2}, \tag{5.13}$$

în care: *h* este cateta verticală a echerului, în mm;
C_1 și C_2 sînt constante, ale căror valori sînt date pentru fiecare clasă de precizie ($C_1=2$, 5, 10 și respectiv 20 μm, iar $C_2=10^5$, $5\cdot10^4$, $2\cdot10^4$ și respectiv 10^4).

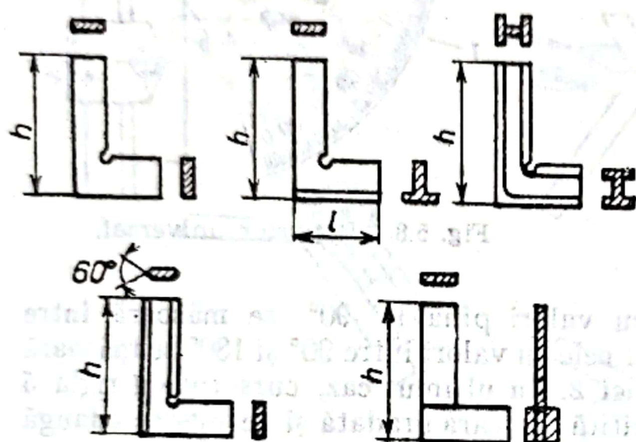


Fig. 5.80. Echere.

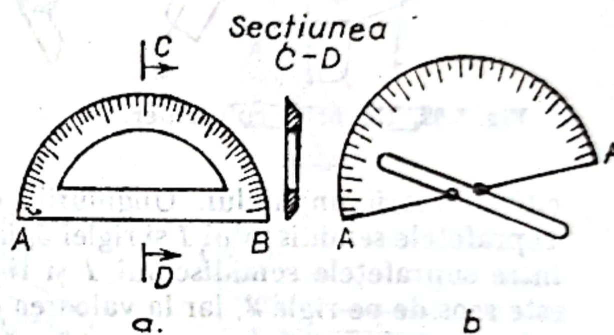


Fig. 5.81. Raportoare mecanice simple.

Șabloanele unghiulare de diferite mărimi și cu diferite unghiuri, se folosesc la verificarea unghiurilor plane ale unor piese de diferite tipuri, prin metoda fantei de lumină (cu ochiul liber, se poate aprecia o fantă de 0,01—0,02 mm). Ele se execută, de obicei, din tablă de oțel, cu grosimea între 0,5 și 6 mm (în funcție de mărimea șablonului).

Raportoarele sînt mijloace pentru măsurarea unghiurilor în grade sexagesimale (fără sau cu fracțiuni de grad). Ca principiu și soluția constructivă ele pot fi: mecanice simple, mecanice cu vernier, optice etc.

Raportoarele mecanice simple pot fi fără riglă (fig. 5.81, *a*) sau cu riglă (fig. 5.81, *b*) și au formă de semicerc. La mijlocul muchiei diametrale este marcat centrul *O* al cercului, iar la periferia semicercului propriu-zis este trasată o scară gradată cu 180 diviziuni, valoarea unei diviziuni fiind de 1°. Măsurarea se face suprapunînd centrul *O* pe vîrful unghiului de măsurat și muchia diametrală pe una din laturi și citind valoarea unghiului pe scara gradată în dreptul celeilalte laturi. La raportoarele mecanice simple cu riglă, suprapunerea și citirea se face mai ușor.

Raportoarele mecanice cu vernier asigură o precizie de măsurare mai mare (fracțiuni de grad).

Raportorul cu vernier prezentat în figura 5.82 are domeniul de măsurare de la 0 la 180° și se compune din: semidiscul *1* cu scara gradată în 180° sexagesimale, rigla *2* solidară cu vernierul *4* și cu care se rotește în jurul articulației

3, cursorul cu rigla 5 și șurubul 6 pentru reglarea fină a vernierului. La măsurare, după asigurarea contactului aproximativ dintre suprafețele piesei și suprafețele de măsurare ale semidiscului 1 și respectiv riglei 5, se face, cu ajutorul șurubului 6, reglarea vernierului (în speță, se asigură un contact între suprafețele menționate); urmează strîngerea șuruburilor de blocare 7 și 8 și efectuarea

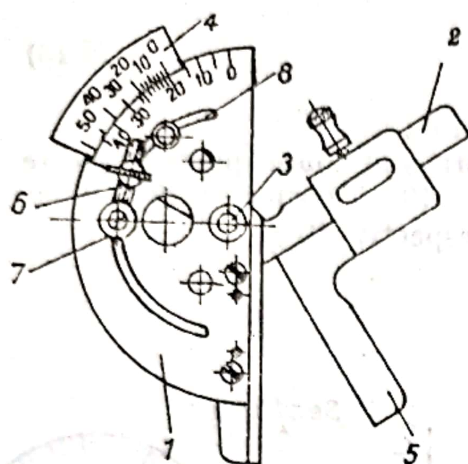


Fig. 5.82. Raportor cu vernier.

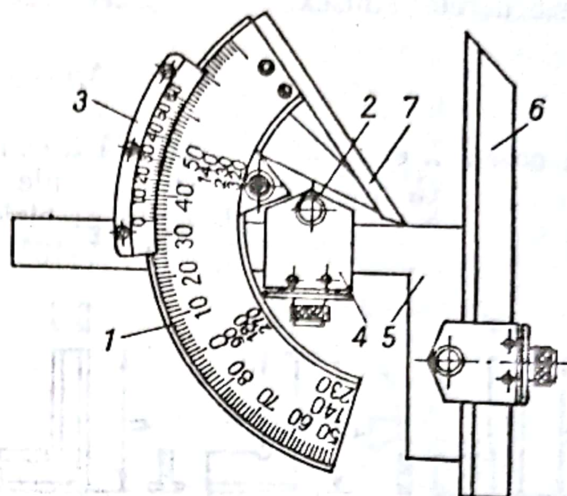


Fig. 5.83. Raportor universal.

citirii valorii unghiului. Unghiurile cu valori pînă la 90° se măsoară între suprafețele semidiscului 1 și riglei 5, iar cele cu valori între 90° și 180° se măsoară între suprafețele semidiscului 1 și riglei 2. În ultimul caz, cursorul cu rigla 5 este scos de pe rigla 2, iar la valoarea citită pe scara gradată și vernier se adaugă valoarea 90°.

În figura 5.83 este prezentat *raportorul universal* pentru măsurarea unghiurilor exterioare și interioare cu valori pînă la 320°. Pe sectorul 1, cu scara gradată principală (valoarea diviziunii de 1°), este fixată frontal rigla 7; pe același sector se poate deplasa placa 2 cu vernierul 3. Cu ajutorul dispozitivului 4, pe placa 2 se fixează echerul 5, iar pe acesta, se poate fixa, cu ajutorul unui dispozitiv asemănător dispozitivului 4, rigla 6. Prin diferite combinații, folosind pe rînd rigla 7, echerul 5 și rigla 6, se pot măsura unghiuri cu valori între 0 și 50°, între 50 șu 140°, între 140—230° și între 230 și 320°. Precizia de citire pe vernier este de 2′.

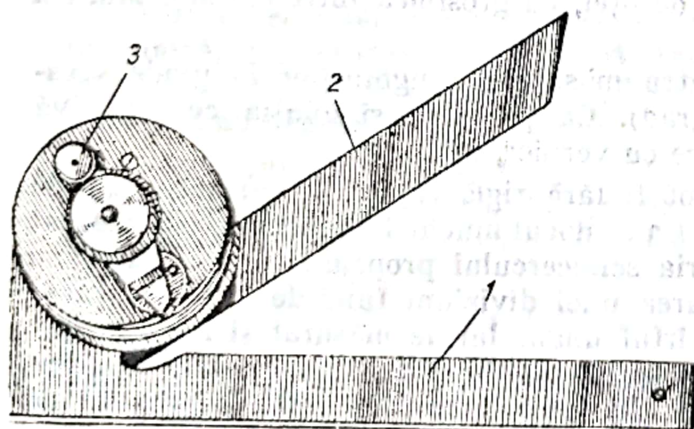


Fig. 5.84. Raportor optic.

În figura 5.84 este prezentat *raportorul optic tip Zeiss*, care este constituit, în principal, din rigla 1 cu scara gradată, rigla 2 cu vernier și ocularul 3. Acesta din urmă este, de fapt, o lupă cu grosismentul de 40×. Scara gradată este formată din patru porțiuni de cîte 90° fiecare, cu valoarea diviziunii de 1°. Precizia de citire pe vernier este de 5′. Ca urmare, cu ajutorul acestui raportor se pot măsura unghiuri cu valori de la 0 la 360°. În figura 5.85 sînt prezentate

Scanned with OKEN Scanner

cîteva exemple de măsurare a unghiurilor cu raportorul optic, iar în figura 5.86 este dat un exemplu de citire (88°45′). Prin măsurarea unghiurilor obtuze, la valoarea citită prin lupă se adaugă, după caz, 90°, 180° sau 270°.

Nivelele sînt utilizate pentru determinarea abaterilor de la poziția orizontală a unor piese, mașini și aparate, pentru reglarea în poziție orizontală

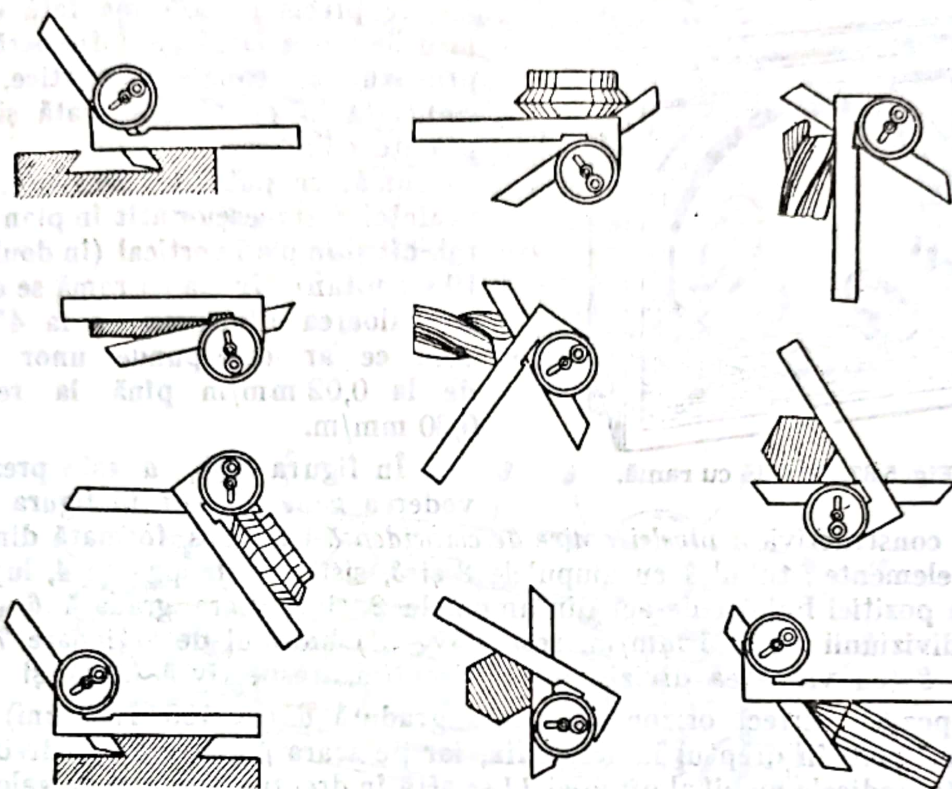


Fig. 5.85. Măsurarea unghiurilor cu raportorul optic.

sau sub un anumit unghi a diferitelor piese și organe de mașini și pentru reglarea poziției mai multor suprafețe la același nivel. Partea componentă principală a nivelelor o constituie un tub de sticlă, umplut cu eter etilic sau alcool (pentru a nu îngheța la temperaturi sub 0 °C) și în care rămîne o bulă mică de aer. Poziția bulei de aer la partea superioară a tubului depinde de poziția acestuia, respectiv de poziția nivelei în care este montat tubul. Pe tub se trasează o scară gradată și, în poziție orizontală, bula de aer se află la mijlocul scării. Dacă bula se deplasează, de o parte sau alta, cu distanța l (măsurată în diviziuni ale scării gradate), se consideră relația:

$$l = R \cdot \varphi \text{ [mm]} \quad (5.14)$$

în care: R este raza de curbură a tubului, în mm;

φ — unghiul la centru (egal cu unghiul de înclinare al nivelei) corespunzător deplasării l, în rad.

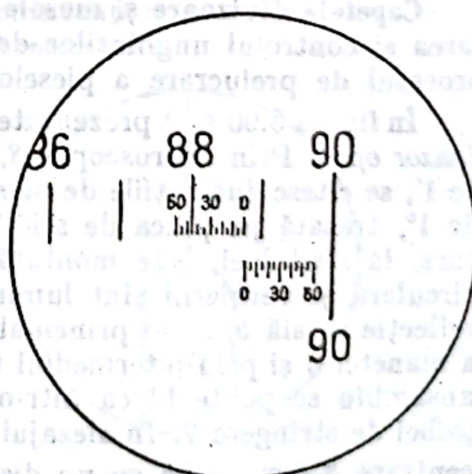


Fig. 5.86. Citire la raportorul optic.

Conform acestei relaţii, valoarea diviziunii se va lua corespunzătoare unghiului φ la care nivela trebuie să se încline pentru ca bula de aer să se deplaseze cu o diviziune.

În figura 5.87 este prezentată *nivela cu ramă*, constituită din rama-cadru *1*, nivela longitudinală *2* şi nivela transversală *3*. Laturile ramei-cadru sînt executate precis la 90° una faţă de alta, laturile superioară şi inferioară fiind prevăzute cu canale prismatice, pentru ca nivela să poată fi aşezată şi pe suprafeţe cilindrice. Cu ajutorul nivelei cu ramă, se pot verifica poziţiile suprafeţelor şi pieselor atît în plan orizontal, cît şi în plan vertical (în două direcţii simultan). Nivela cu ramă se execută cu valoarea diviziunii de la 4″ la 1′, ceea ce ar corespunde unor abateri de la 0,02 mm/m pînă la respectiv 0,30 mm/m.

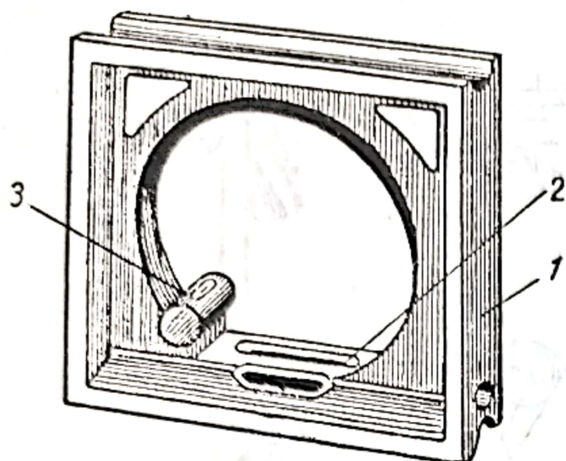


Fig. 5.87. Nivelă cu ramă.

În figura 5.88, *a* este prezentată vederea generală, iar în figura 5.88, *b* schema constructivă a *nivelei optice de coincidenţă* tip Zeiss, formată din următoarele elemente : tubul *1* cu ampulele *2* şi *3*, sistemul de prisme *4*, lupa *5* de vizare a poziţiei bulelor de aer din ampulele *2* şi *3*, scara gradată *6* (cu valoarea diviziunii de 0,01 mm/m, respectiv ~2″) butonul de acţionare *7*, scara gradată *8* (cu valoarea diviziunii de 1 mm/m, respectiv ~3,4′) şi lupa *9*.

În poziţie perfect orizontală scara gradată *6* (cu 100 diviziuni) se află cu reperul zero în dreptul indicelui fix, iar pe scara gradată *8* (cu diviziuni de la 0 la 20), indicele mobil al pîrghiei *11* se află în dreptul reperului cu valoarea *10*.

Prin aşezarea pe o suprafaţă înclinată, bulele de aer din ampulele *2* şi *3* se văd (prin lupa *5*) decalate, ca în figura 5.89, *a*; rotind, într-un sens sau altul, butonul *7*, se acţionează, prin şurubul micrometric *10*, asupra pîrghiei *11* şi, implicit, asupra poziţiei tubului *1*, pînă cînd bulele de aer ajung la coincidenţă (fig. 5.89, *b*). Valoarea înclinării se citeşte pe scara gradată *8* şi pe scara gradată *6*.

Capetele divizoare şi **mesele rotative** se utilizează, mai ales, pentru măsurarea şi controlul unghiurilor de rotaţie sau pentru divizarea suprafeţelor în procesul de prelucrare a pieselor.

În figura 5.90 sînt prezentate vederea generală (*a*) şi o secţiune (*b*) prin *capul divizor optic*. Prin microscopul *8*, prevăzut cu un vernier cu valoarea diviziunii de 1′, se citesc indicaţiile de pe scara gradată circulară cu valoarea diviziunii de 1°, trasată pe placa de sticlă *1*. Aceasta este fixată pe roata elicoidală *2*, care, la rîndul ei, este montată rigid pe axul capului divizor. Scara gradată circulară şi vernierul sînt luminate de la o sursă aşezată în faţa prismei cu reflecţie totală *9*. Axul principal poate fi rotit manual prin acţionarea manuală a manetei *5* şi prin intermediul roţii elicoidale *2* şi al şurubului-melc *4*. Acest ansamblu se poate bloca într-o anumită poziţie cu ajutorul manetei *6* şi al şaibei de strîngere *7*. În alezajul conic al axului principal se fixează vîrful de centrare *3* (împreună cu un dispozitiv de antrenare,) iar un al doilea vîrf de centrare se fixează într-o păpuşă mobilă separată. Piesele, ale căror unghiuri

Scanned with OKEN Scanner

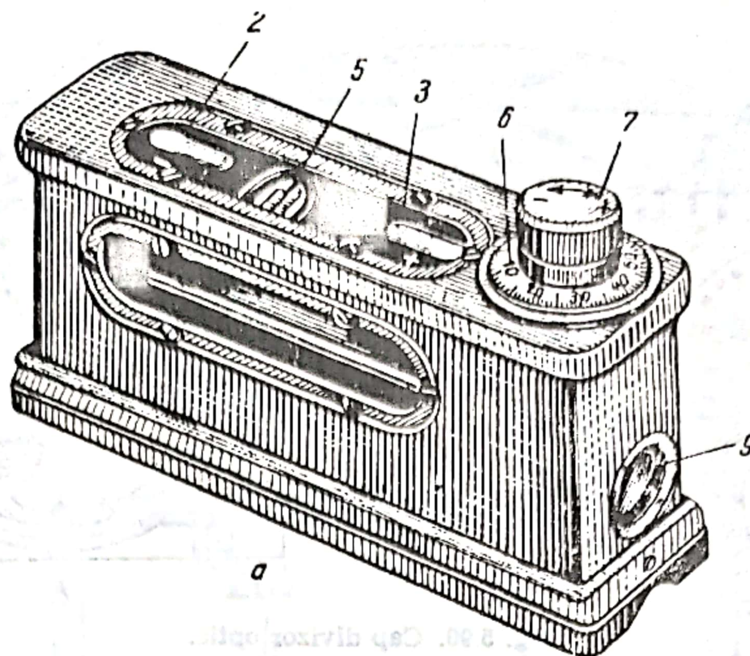


Fig. 5.88. Nivelă optică de coincidență :
a — vedere generală; *b* — schemă constructivă.

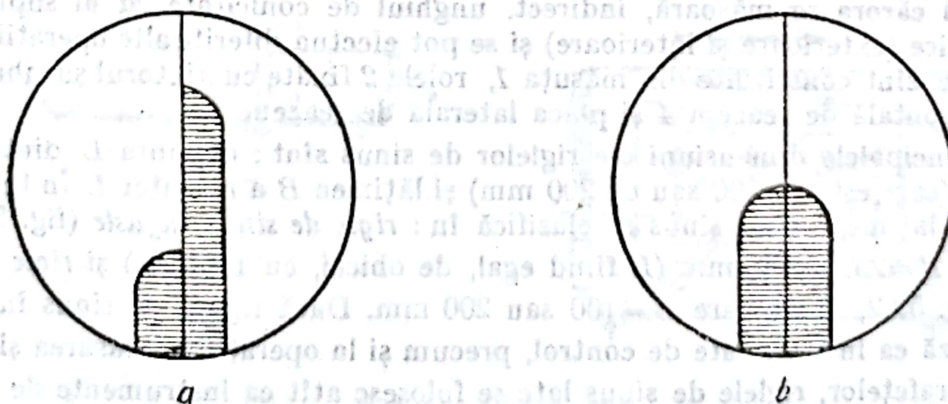


Fig. 5.89. Poziția bulelor de aer la nivela optică de coincidență.

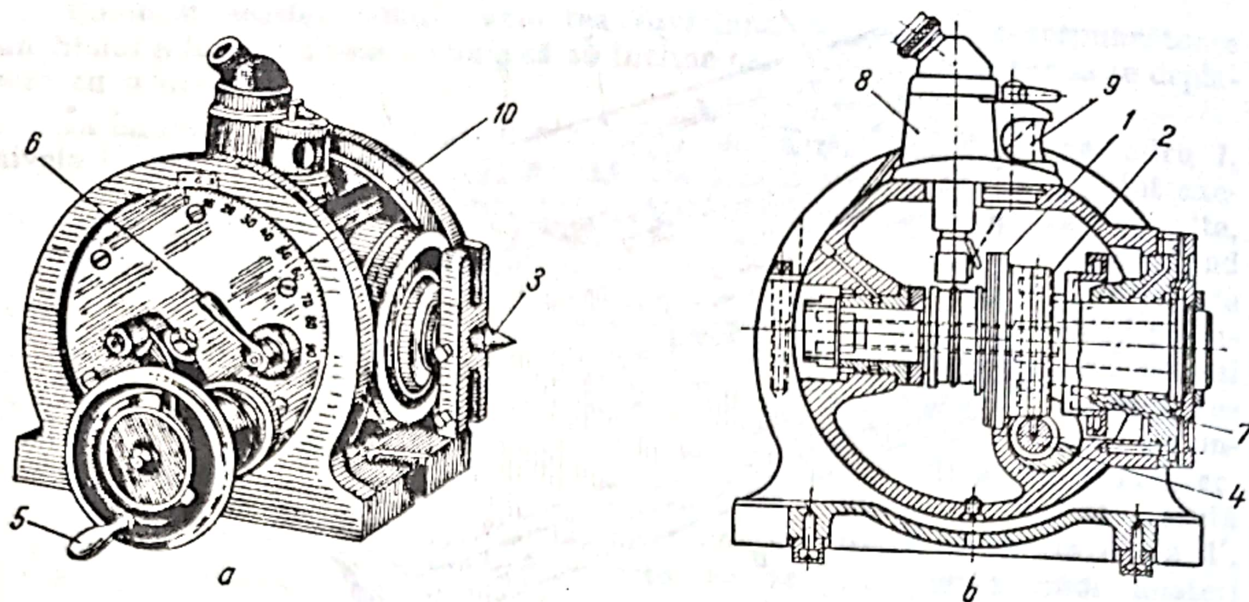


Fig. 5.90. Cap divizor optic.

de rotație se măsoară sau ale căror suprafețe se prelucrează prin divizare și care sînt prevăzute cu găuri de centrare, se fixează între cele două vîrfuri. În exterior, pe suprafața cilindrică a axului principal se află o scară gradată circulară cu 360 diviziuni a 1°, care servește numai la divizări și măsurări de precizie mică. Axul principal, împreună cu microscopul *8*, se poate roti în planul vertical cu un unghi de pînă la 90°, măsurat pe scara gradată 10 cu valoarea diviziunii de 1° și cu vernier cu precizia de 6′.

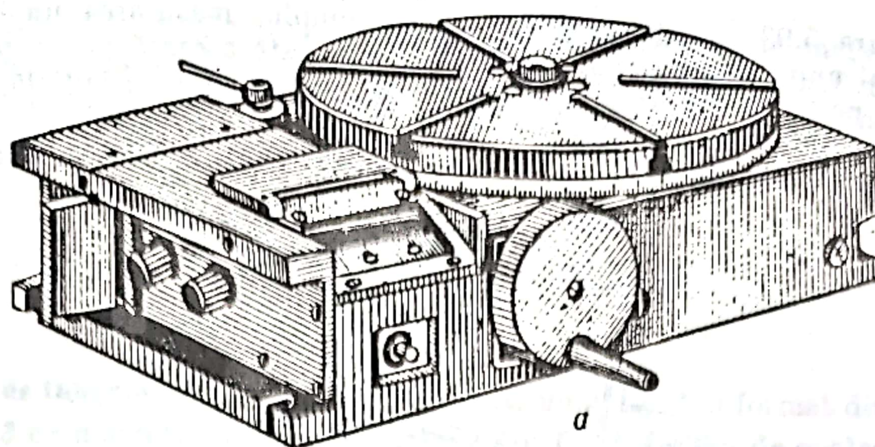
Unele tipuri mai noi de capete divizoare sînt prevăzute și cu vernier spiral, care mărește precizia de citire pînă la 3″, precum și cu sistem de afișare a valorilor unghiului.

În figura 5.91, *a* este prezentat unul din cele mai noi tipuri de mese rotative optice, prevăzute cu o scară gradată exterioară de 360° (valoarea diviziunii de 1°) pentru măsurări orientative de precizie mică, o scară gradată interioară de 360° cu valoarea diviziunii de 1°, un vernier cu valoarea diviziunii de 1′ și un vernier cu valoarea diviziunii de 1″. Valoarea unghiului de rotație măsurat apare pe un ecran, în trei ferestre, separat pentru grade, minute și respectiv secunde (fig. 5.91, *b*).

Riglele de sinus (fig. 5.92) sînt instrumente de construcție specială, cu ajutorul cărora se măsoară, indirect, unghiul de conicitate 2α al suprafețelor tronconice (exterioare și interioare) și se pot efectua diferite alte operații de control. Ele sînt constituite din măsuța *1*, rolele *2* fixate cu ajutorul șuruburilor *5*, placa frontală de reazem *4* și placa laterală de reazem *3*.

Principalele dimensiuni ale riglelor de sinus sînt: distanța L dintre axele rolelor (care este de 100 sau de 200 mm) și lățimea B a măsuței *1*. În funcție de această lățime, riglele sinus se clasifică în: *rigle de sinus înguste* (fig. 5.92, *a*), la care $B=25$ sau 50 mm (L fiind egal, de obicei, cu 100 mm) și *rigle de sinus late* (fig. 5.92, *b*), la care $B=100$ sau 200 mm. Dacă riglele de sinus înguste se utilizează ca instrumente de control, precum și la operații ca trasarea și ajustarea suprafețelor, riglele de sinus late se folosesc atît ca instrumente de control, cît și ca platouri de control sau ca plăci de bază în compunerea unor dispozitive.

Scanned with OKEN Scanner



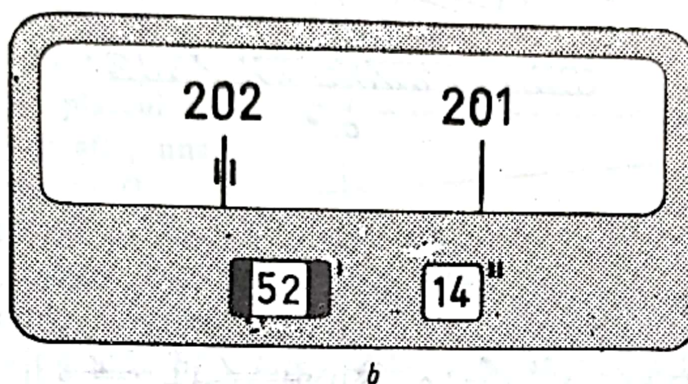
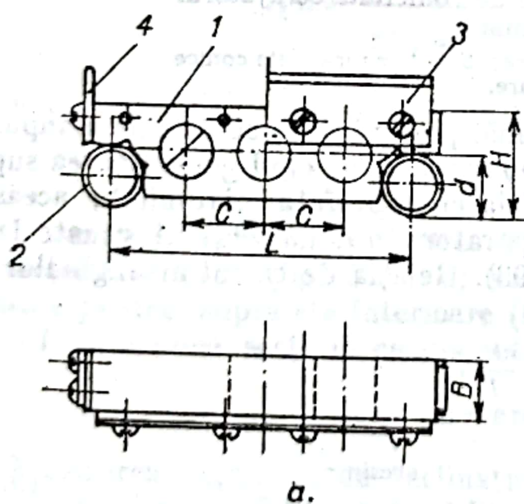


Fig. 5.91. **Masă rotativă optică.**



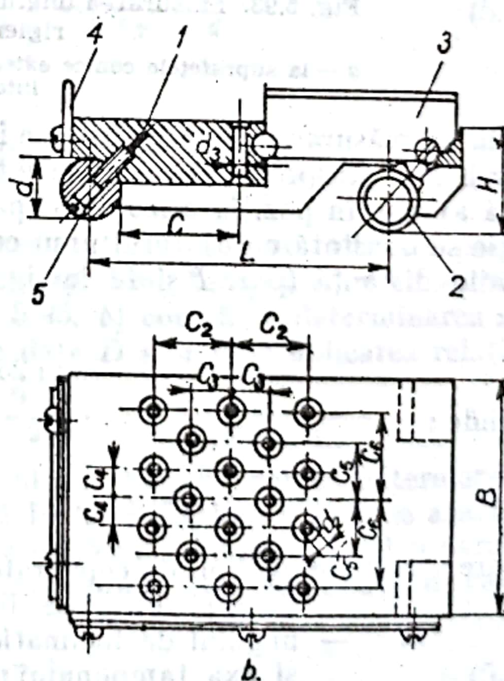
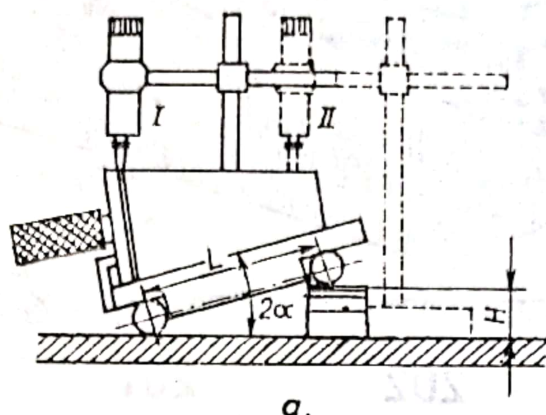


Fig. 5.92. **Rigle sinus :**
a — **îngustă;** *b* — **lată.**

În figura 5.93, *a* este prezentată ca exemplu, măsurarea unghiului de conicitate al unui tampon conic. Rigla de sinus este aşezată pe un platou de control, iar pe riglă este aşezat tamponul. În această poziţie iniţială, generatoarea superioară a tamponului este înclinată, faţă de suprafaţa riglei şi respectiv suprafaţa platoului, cu unghiul de conicitate 2α. Pentru a se ajunge în



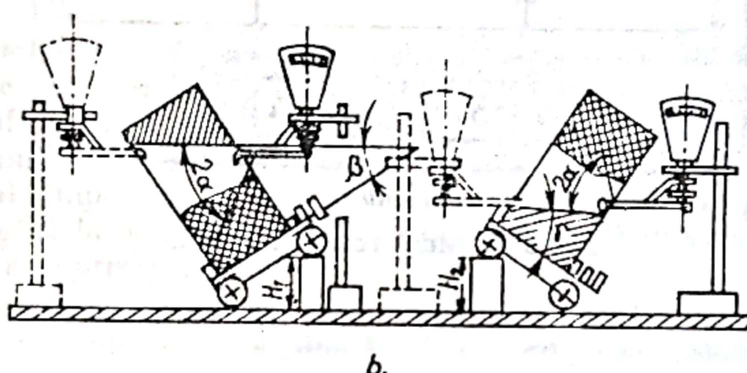


Fig. 5.93. Măsurarea unghiului de conicitate cu ajutorul riglei sinus:

a — la suprafeţele conice exterioare; *b* — la suprafeţele conice interioare.

poziţia de măsurare, rigla de sinus se înclină, punînd un bloc de cale planparalele sub rola dinspre diametrul mic al tamponului, pînă cînd generatoarea superioară ajunge în poziţia orizontală (paralelă cu suprafaţa platoului); această poziţie se constată cu ajutorul unui comparator, în două secţiuni situate la o anumită distanţă (poz. *I* şi *II* în fig. 5.93). Relaţia de calcul al unghiului 2α este:

$$\sin 2\alpha = \frac{H}{L},$$

de unde:

$$2\alpha = \arcsin\frac{H}{L} \quad \text{şi} \quad \alpha = \frac{\arcsin\frac{H}{L}}{2}, \tag{5.15}$$

în care: 2α este unghiul de conicitate al tamponului, respectiv unghiul dintre două generatoare diametral opuse;

α — unghiul de înclinaţie, respectiv unghiul dintre o generatoare şi axa tamponului;

H — dimensiunea blocului de cale plan-paralele, în mm;

L — distanţa dintre axele celor două role ale riglei, în mm.

În figura 5.93, *b* este prezentată măsurarea unghiului de înclinaţie α al suprafeţei conice interioare a unui calibru-inel. Se măsoară întîi unghiurile β şi γ, adică unghiurile de înclinaţie ale celor două generatoare, folosind ca bază de măsurare suprafaţa exterioară a piesei :

$$\beta = \arcsin \frac{H_1}{L} \quad \text{şi} \quad \gamma = \arcsin \frac{H_2}{L},$$

de unde :

$$\alpha = \frac{\beta+\gamma}{2}. \qquad (5.16)$$

Rigla de tangentă (fig. 5.94) este, de fapt, un ansamblu format din placa *1*, rolele *2* şi *3* cu diametre diferite (*d* şi respectiv *D*) şi platoul de control *5*. Pentru măsurarea unghiului α, piesa se aşază pe rolele *2* şi *3*, iar acestea stau pe platoul *5*. Rolele *2* şi *3* se vor afla, una faţă de alta, la distanţa *H* (determinată prin blocul de cale plan-paralele *4*), astfel încît placa *1* cu piesa de măsurat să capete înclinarea necesară (generatoarea superioară să fie paralelă cu suprafaţa platoului *5*). Valoarea unghiului α se determină cu relaţia :

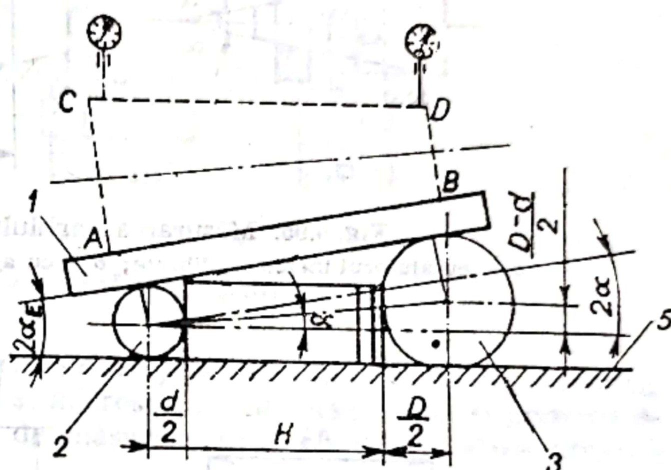


Fig. 5.94. Riglă de tangentă.

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{D-d}{2\left(H+\frac{D}{2}+\frac{d}{2}\right)} = \frac{D-d}{2H+D+d} \qquad (5.17)$$

de unde :

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{D-d}{2H+D+d}. \qquad (5.18)$$

Măsurarea unghiului de înclinaţie α cu ajutorul inelelor calibrate pentru suprafeţe exterioare (fig. 5.95, *a*) sau cu ajutorul tampoanelor (discurilor) calibrate pentru suprafeţe interioare (fig. 5.95, *b*) constă în determinarea distanţei *l* între două secţiuni cu diametrele date *D* şi *d* şi în aplicarea relaţiei :

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{D-d}{2l}. \qquad (5.19)$$

Măsurarea unghiului de înclinaţie α al suprafeţelor conice exterioare cu ajutorul rolelor (fig. 5.96, *a*) se efectuează în felul următor : piesa se aşază pe un platou de control şi, folosind două role calibrate şi două cale plan-paralele de aceeaşi lungime nominală, se măsoară dimensiunile A_1 şi A_2 ; relaţia de calcul este asemănătoare cu (5.19), respectiv :

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{A_2-A_1}{2l}, \qquad (5.20)$$

l fiind lungimea nominală a calelor utilizate, în mm.

Scanned with OKEN Scanner

În cazul suprafețelor conice interioare se folosesc două bile calibrate cu diametre diferite și cunoscute (fig. 5.96, *b*). În alezaj se introduce, pe rînd, fiecare bilă și, cu ajutorul unui micrometru de adîncime, se măsoară dimensiunile *H* și *h*. Relația de calcul este :

$$\alpha = \arcsin \frac{D-d}{2l} = \arcsin \frac{D-d}{2\left(H-h-\frac{D-d}{2}\right)}. \tag{5.21}$$

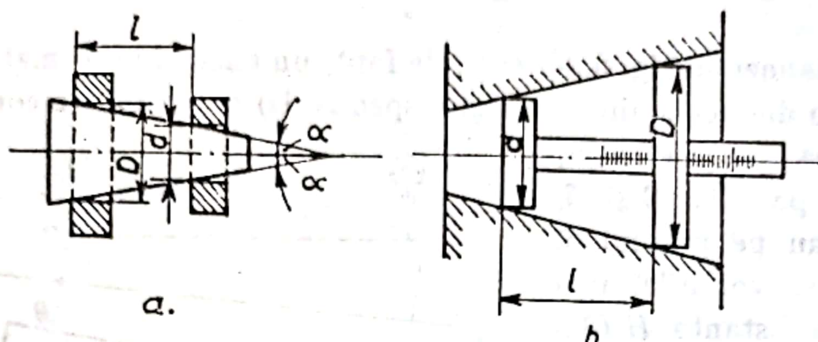


Fig. 5.95. Măsurarea unghiului de înclinație :
a — cu ajutorul inelelor calibrate; *b* — cu ajutorul tampoanelor calibrate.

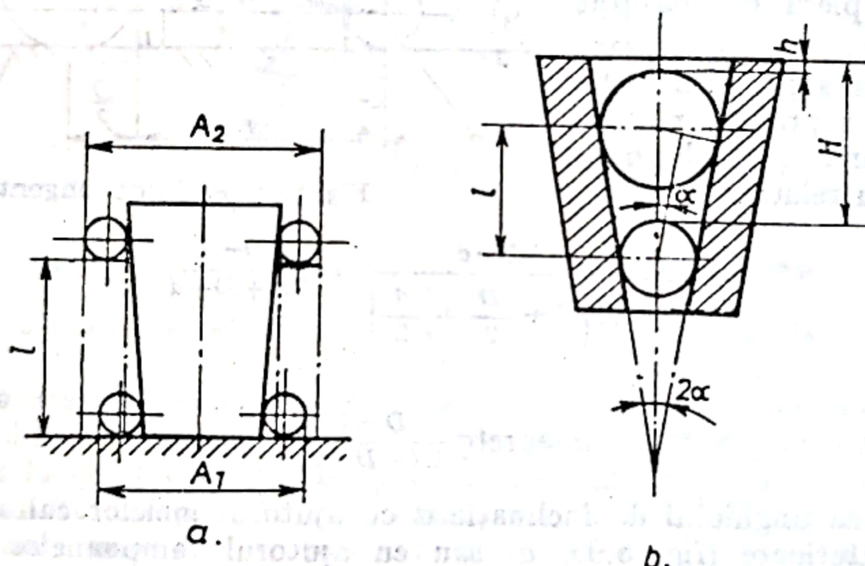


Fig. 5.96. Măsurarea unghiului de înclinație :
a — cu ajutorul rolelor calibrate; *b* — cu ajutorul bilelor calibrate.

Pentru situația cînd bila mare nu intră complet în alezajul conic, dimensiunea *h* este negativă și relația (5.21) se schimbă corespunzător :

$$\alpha = \arcsin \frac{D-d}{2\left(H+h-\frac{D-d}{2}\right)}. \tag{5.22}$$

În condiții de laborator, unghiurile și conicitățile se pot măsura, prin metode goniometrice (directe) sau prin metode trigonometrice (indirecte), cu ajutorul proiectoarelor de profile (v. § 5.2.9) și, mai ales, al microscoapelor (v. § 5.2.10).

Scanned with OKEN Scanner

5.2.13. METODE ȘI MIJLOACE PENTRU CONTROLUL ABATERILOR DE LA FORMA GEOMETRICĂ DATĂ

Avînd o mare influență asupra comportării pieselor în funcționare, abaterile de la forma geometrică dată sînt supuse măsurării și controlului cu o atenție la fel de mare (uneori, chiar mai mare) ca cea acordată măsurării dimensiunilor. Cel mai des se controlează abaterile de la circularitate (ovalitatea și poligonalitatea), de la cilindricitate (conicitatea etc.), de la rectilinitate și de la

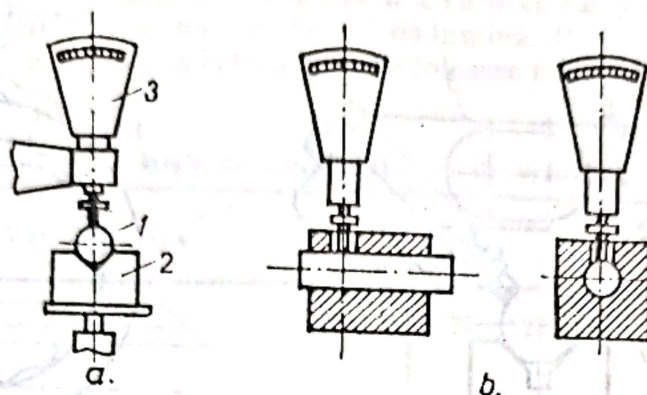


Fig. 5.97. Măsurarea ovalității și a poligonalității.

planitate. Se pot folosi mijloace de măsurare prin metode absolute (aparatul tip Abbe, microscopul mare de atelier și microscopul universal, rigla și platouri de control etc.), precum și mijloace de măsurare prin metode relative (diferite tipuri de comparatoare).

Ovalitatea se determină fie prin măsurarea diametrului efectiv (în valoare absolută) în diferite direcții diametrale în aceeași secțiune a piesei și calcularea diferenței dintre valorile cea mai mare și, respectiv, cea mai mică obținute, fie (mai frecvent) prin rotirea piesei cu cel puțin 180° sub palpatorul unui comparator și calcularea diferenței dintre indicațiile limită de pe scara gradată. Și într-un caz, și în celălalt, ovalitatea este egală cu de două ori abaterea de la circularitate. Pentru eliminarea influenței încovoierii piesei, se recomandă ca porțiunea desuprafață pe care se sprijină piesa în timpul măsurării să fie cît mai mică.

În figura 5.97, *a* este prezentată schema de măsurare a ovalității și poligonalității. Piesa de măsurat *1*, așezată pe prisma îngustă *2* (cu unghiul de 90°), se rotește sub palpatorul comparatorului *3*. Aceeași schemă, dar cu așezarea piesei într-un inel (fig. 5.97, *b*), care materializează, oarecum, cercul adiacent, se poate utiliza pentru determinarea poligonalității.

Măsurarea ovalității și poligonalității poate fi mai rapidă și mai productivă folosind traductoare, conform schemei din figura 5.98. Piesa de controlat se rotește pe prisma îngustă *1* și sub palpatorul traductorului cu contacte electrice *2*. Traductorul este fixat în brațul *3*, care, la rîndul lui, este fixat de suport prin arcurile plane *4* și, în același timp, se sprijină pe piesă prin știftul *5*. Cama *6* și pîrghia *7* servesc la ridicarea traductorului în timpul așezării sau scoaterii piesei de pe prismă.

Principial, abaterea de la circularitate, indiferent de forma prin care se materializează, se măsoară conform schemei din figura 5.99 : piesa *1* se strînge ușor în inelul calibrat *2*, care materializează cercul adiacent ; valoarea abaterii

este egală cu diferenţa maximă dintre indicaţiile comparatorului *3*, după o rotaţie completă a inelului (împreună cu comparatorul) faţă de piesă sau invers.

Încovoierea (curbura) axei suprafeţei cilindrice, care este considerată ca abatere de la cilindricitate, se poate determina prin măsurarea, de exemplu, cu ajutorul optimetrului, a săgeţii maxime la rotirea sub palpator. Diferenţa dintre indicaţiile limită ale aparatului, corespunzătoare poziţiilor piesei din

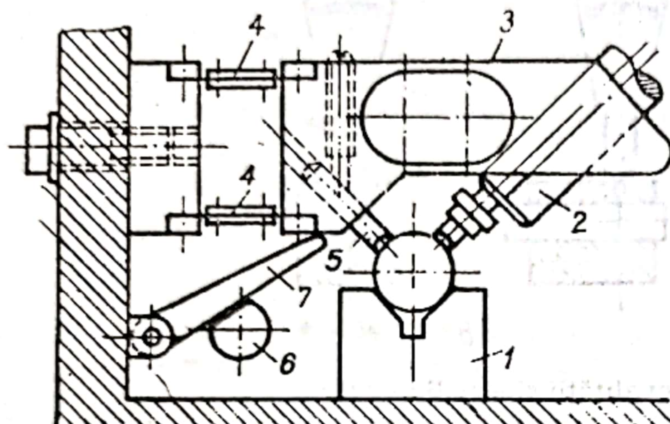


Fig. 5.98. Instalaţie cu traductor cu contacte electrice pentru măsurarea ovalităţii şi a poligonalităţii.

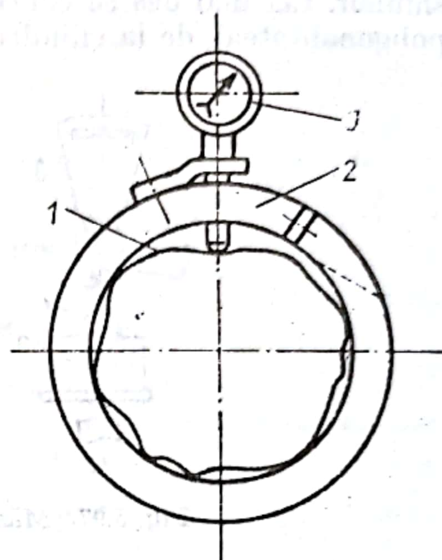
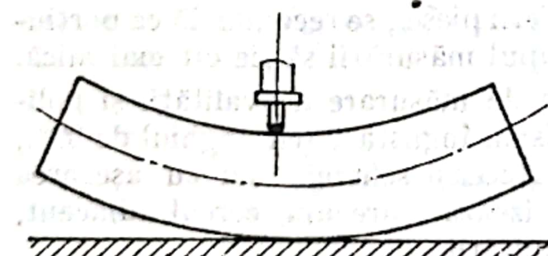


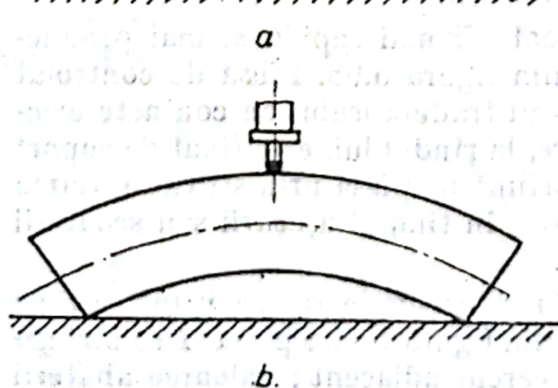
Fig. 5.99. Scheme de măsurare a abaterii de la circularitate.

figurile 5.100, *a* şi 5.100, *b*, constituie un fel de bătaie radială, de două ori mai mare decît încovoierea. Curbura axei se poate măsura şi cu ajutorul calelor plan-paralele, aşa cum se vede în figura 5.101.

Celelalte abateri de la cilindricitate, materializate prin *forma conică*, *forma butoi* şi *forma şa* (sau mosor), se determină prin măsurarea diametrului în trei sau mai multe secţiuni, în funcţie de lungimea suprafeţei cilindrice respec-



a



b.

Fig. 5.100. Determinarea curburii axei cu ajutorul optimetrului.

Fig. 5.101. Determinarea curburii axei cu ajutorul calelor plan-paralele.

Scanned with OKEN Scanner

tive. În acest caz, ca mijloace de măsurare se pot folosi : micrometrul, potcoava cu pîrghie sau micrometrul cu pîrghie, ortotestul, comparatorul cu roţi dinţate, microcomparatorul, optimetrul etc.

Rectilinitatea şi planitatea suprafeţelor, care constituie, de multe ori, condiţii hotărîtoare pentru buna funcţionare a pieselor, trebuie să fie supuse unui control riguros.

Mai frecvent, rectilinitatea suprafeţelor se controlează cu ajutorul *riglelor* (tabelul 5.9), care se clasifică în rigle de precizie şi rigla de verificare. *Riglele de precizie* (tabelul 5.9, poz. 1—4) se execută cu precizie înaltă şi se utilizează la controlul rectilinităţii prin metoda fantei de lumină. *Riglele de verificare* (tabelul 5.9, poz. 5—8), cu suprafaţa activă lată, se folosesc pentru controlul rectilinităţii

Tabelul 5.9

Rigle de precizie şi rigle de verificare

Tipurile de rigle	Dimensiunile riglelor
	75 ; 125 ; 175 ; 225 ; 300 ; (400) ; (500)
	500 ; 750 ; 1 000 ; 1 500 ; 2 000
	500 ; 750 ; 1 000 ; 1 500 ; 2 000 ; 2 500 ; 3 000 ; 4 000 ; 5 000 ; 6 000
	500 ; 750 ; 1 000 ; 1 500 ; 2 000 ;
	500×40 ; 750×45 ; 1 000×50 ; 1 500×60 ; 2 000×70 ; 2 500×80 ; 3 000×90 ; 4 000×110
α = 45°; 55°; 60°	250 ; 500 ; 750 ; 1 000

și planității prin metoda fantei de lumină sau prin metoda petelor de vopsea. *Riglele unghiulare* (tabelul 5.9, poz. 9—10) sînt utilizate pentru controlul rectilinității și planității suprafețelor care formează între ele un unghi diedru ascuțit (de exemplu, ghidajele în formă de coadă de rîndunică).

În multe cazuri, controlul rectilinității și planității se execută cu ajutorul *platourilor de verificare* sau al *platourilor de trasare* (fig. 5.102), prin metoda fantei de lumină sau prin metoda petelor de vopsea (în funcție de lățimea suprafeței controlate).

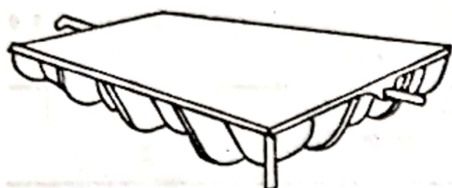


Fig. 5.102. Platou de verificare (control).

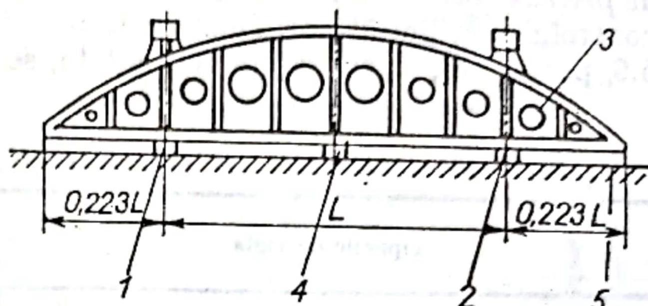


Fig. 5.103. Verificarea rectilinității și planității pieselor mari și grele.

Rectilinitatea și planitatea suprafețelor pieselor mari și grele se pot controla cu ajutorul platourilor sau riglelor și al calelor plan-paralele. Pe suprafața *5* a piesei de controlat (fig. 5.103), se așază calele *1* și *2* cu lungimi nominale egale; pe aceste cale se așază rigla *3*, de construcție specială. Distanța dintre suprafața inferioară a riglei *3* și suprafața piesei *5*, în zona dintre calele *1* și *2* se determină (în diferite puncte) cu ajutorul calei *4* (sau al unui bloc de cale). Abaterea de la rectilinitate sau planitate este egală cu diferența maximă dintre lungimea calei *4* și lungimea calelor *1* și *2*.

Abaterile de la forma dată a profilului și de la forma dată a suprafeței se pot verifica sau controla atît cu ajutorul unor mijloace universale, cum ar fi: proiectorul de profile, microscopul de atelier, microscopul universal ș.a., cît și cu ajutorul unor dispozitive sau mijloace mai mult sau mai puțin specializate: șabloane, profilografe, dispozitive pentru controlul suprafețelor sferice, evolventmetre etc.

5.2.14. METODE ȘI MIJLOACE PENTRU CONTROLUL ABATERILOR DE LA POZIȚIA RECIPROCĂ A SUPRAFEȚELOR

Abaterile de la poziția reciprocă a suprafețelor pot fi determinate cu ajutorul unor instrumente și aparate de control universale, al unor dispozitive de control sau al unor mijloace cu un anumit grad de specializare.

În figura 5.104 este prezentat un *dispozitiv de măsurare a abaterilor de la concentricitatea* treptelor A, B și C ale unui arbore față de suprafața cilindrică *D*. În timpul măsurării, piesa este așezată și se rotește pe rolele *3*. Diferențele dintre indicațiile limită ale celor trei comparatoare, fixate pe placa rabatabilă *2*, dau tocmai valorile bătăii radiale la fiecare treaptă, abaterea de la concentricitate (neconcentricitatea, respectiv excentricitatea) fiind egală cu jumătate din bătaia radială. Pentru ca piesa să poată fi așezată sau îndepărtată din dispozitiv, placa *2* se rabate cu ajutorul mînerului *1*.

Scanned with OKEN Scanner

În figura 5.105 este prezentată o schemă simplă de *verificare a abaterii de la perpendicularitate a axelor alezajelor față de suprafața frontală* la piesele mari și grele. Dispozitivul, de tip portabil, este constituit dintr-un dorn cilindric sau, mai bine, conic, prevăzut cu flanșa *1*. Dornul se introduce în alezaj

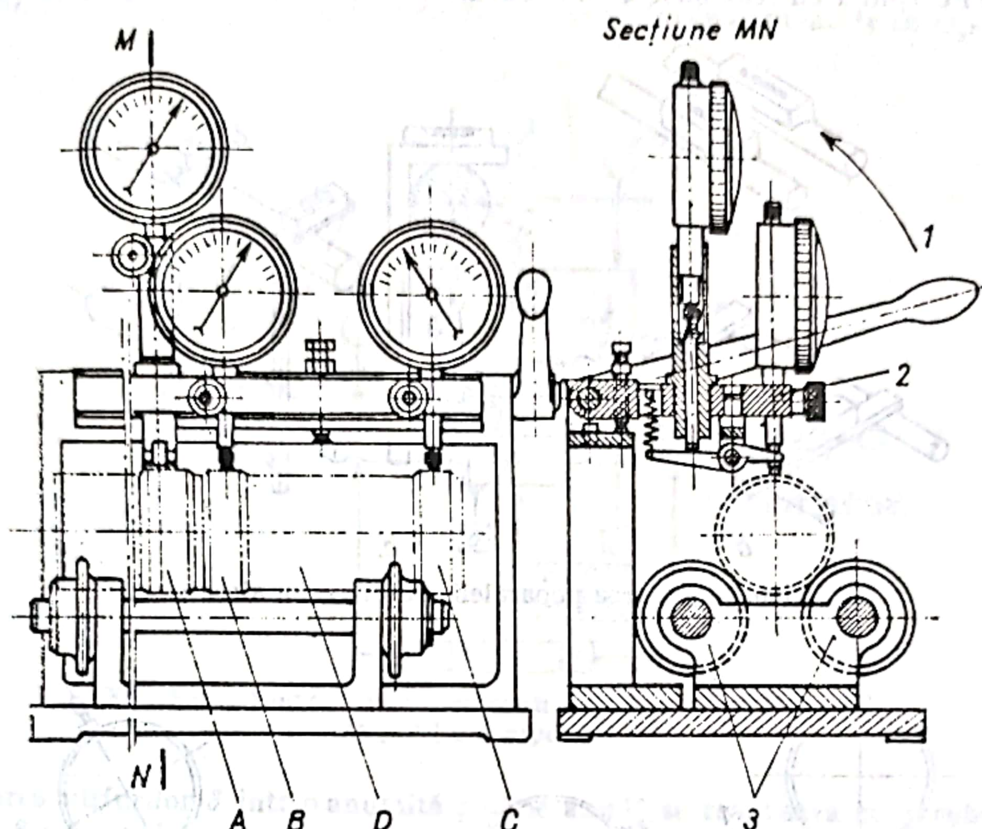


Fig. 5.104. Dispozitiv de măsurare a abaterilor de la concentricitate.

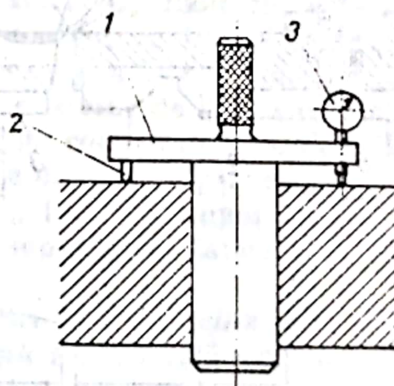


Fig. 5.105. Schema de măsurare a abaterii de la perpendicularitate.

pînă cînd limitatorul *2* face contact cu suprafața frontală a piesei. Abaterea de la perpendicularitate se citește pe scara gradată a comparatorului *3*, prin rotirea dornului cu aproape 360°.

În figura 5.106 este prezentată schema de *măsurare a neparalelismului axelor alezajelor* unor piese mari cu ajutorul dornurilor și al nivelelor. Nivela se așază pe cele două dornuri pe rînd (fig. 5.106, *a*) sau în același timp (fig. 106, *b*), întîi de o parte, apoi de cealaltă parte a alezajelor. Ca abatere este considerată diferența indicațiilor nivelei în ambele poziții. Dacă cele două

alezaje sînt situate în planul vertical neparalelismul şi înclinarea axelor se poate măsura cu ajutorul echerelor şi al nivelei (fig. 5.106, *c*).

În figura 5.107 este prezentat un *dispozitiv pentru controlul paralelismului în spaţiu* al suprafeţelor ghidajelor la maşinile-unelte. Dispozitivul este constituit din corpul *1* cu reazimele *2* şi, eventual *3* şi, în timpul controlului, se depla-

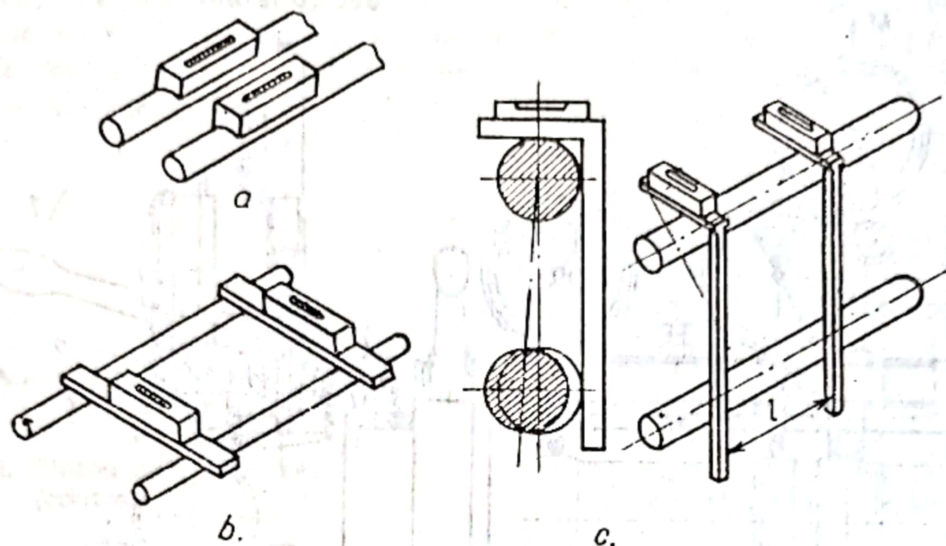


Fig. 5.106. Măsurarea neparalelismului axelor alezajelor.

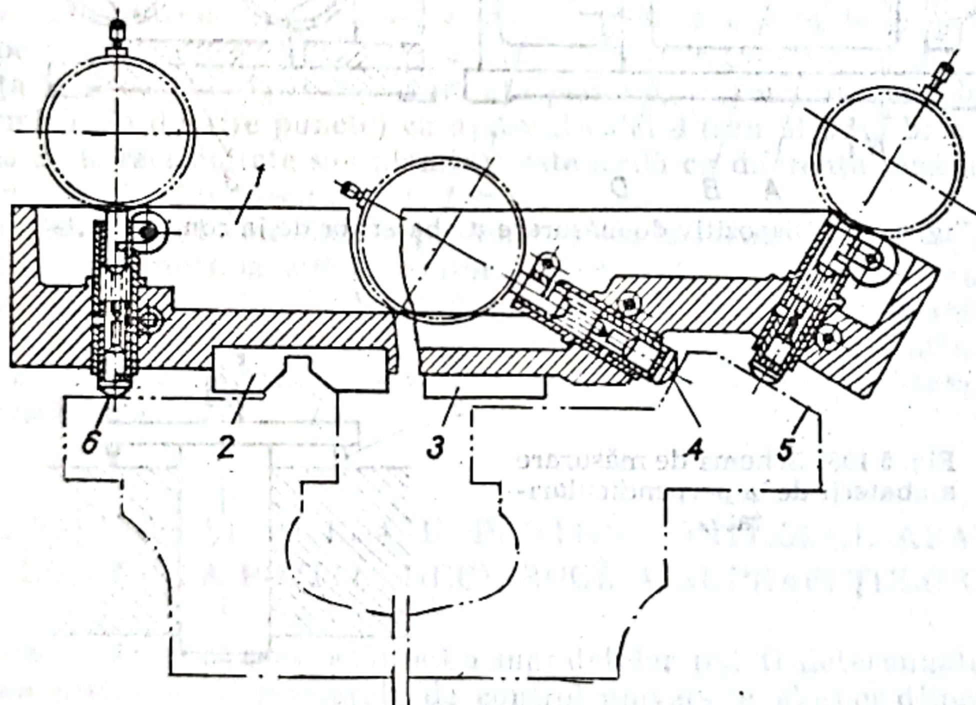


Fig. 5.107. Dispozitiv pentru controlul paralelismului.

sează de-a lungul batiului pe suprafaţa principală de ghidare. Abaterile de la paralelismul suprafeţelor *4*, *5* şi *6* faţă de suprafaţa principală se citesc pe scările gradate ale comparatoarelor respective. De remarcat, că se pot determina, în acelaşi timp şi abaterile de la rectilinitatea celor trei suprafeţe.

În cele ce urmează, vor fi prezentate cîteva dintre tipurile de dispozitive de control al abaterilor de formă şi de poziţie, concepute şi construite în cadrul

Scanned with OKEN Scanner

catedrei de Tehnologia construcţiilor de maşini din Institutul Politehnic Bucureşti, de către dr. ing. A. Sturzu.

În figura 5.108 este prezentată schema de principiu a unui *dispozitiv pentru controlul abaterilor de formă şi de poziţie a suprafeţelor pieselor de tip arbore*. Piesa care se controlează se centrează şi se fixează în vîrfurile *3*, montate în suportul *1*.

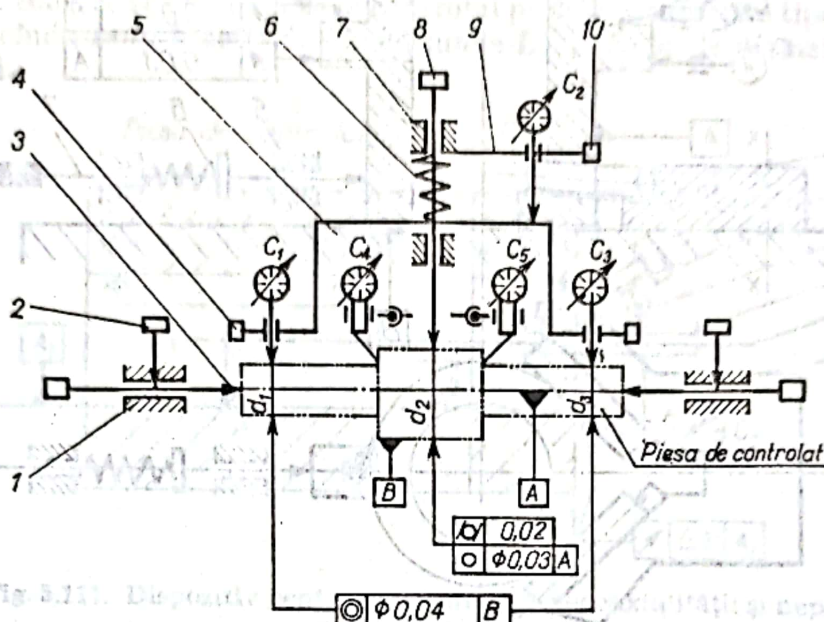


Fig. 5.108. Dispozitiv pentru controlul abaterilor de formă şi de poziţie a suprafeţelor.

Blocarea vîrfurilor *3* într-o anumită poziţie axială se realizează cu şuruburile *2*. Axul *8* culisează (cu joc foarte mic) în suportul *7* şi, sub acţiunea arcului 6, se găseşte permanent în contact cu suprafaţa cilindrică de diametru d_2. Braţul *9*, solidar cu suportul *7*, susţine comparatorul C_2, fixat cu ajutorul şurubului *10*. Palpatorul comparatorului C_2 face contact cu braţul *5* care, solidar cu axul *8*, susţine comparatoarele C_1 şi C_3, fixate cu cîte un şurub *4*. Prin rotirea piesei cu 360°, comparatorul C_2 va indica abaterile de la circularitate şi coaxialitate ale treptei *B* faţă de axa *A* a piesei, iar comparatoarele C_1 şi C_3 vor indica abaterile de la coaxialitate ale treptelor de diametru d_1 şi respectiv d_3 în raport cu suprafaţa *B*. Comparatoarele C_4 şi C_5, fixate în suporturi separate sau în acelaşi suport indică bătaia frontală a suprafeţelor laterale ale treptei *B* în raport cu axa de simetrie *A*.

În figura 5.109 este prezentată schema unui *dispozitiv de control al pieselor scurte de tip bucşe şi arbori*. Pe placa de bază *1* este fixată prisma *2* cu şuruburile *3*. Piesa, aşezată cu suprafaţa *B* pe placa *1*, este pusă în contact cu rolele *4* ale prismei *2*, fiind apăsată de axul *7*, care culisează în suportul *5* şi este împins de arcul *6*. Prin rotirea piesei cu 360°, comparatoarele C_1, C_2, C_3, C_4 şi C_5 indică abaterile ale căror simboluri grafice şi valori sînt arătate în figură.

În figura 5.110 este prezentat schematic un *dispozitiv pentru controlul abaterilor de poziţie la piese de tip carcasă*. Dispozitivul se reglează, în prealabil, la zero după o piesă etalon, în felul următor: în alezajele A_1 şi A_2 ale piesei etalon se introduc dornurile *1* şi *3*, care se autocentrează cu ajutorul elementelor *6* şi *5*; dispozitivul de control se aşază şi se autocentrează cu prisma dublă *2* pe dornul *1*, apoi, susţinut şi împins cu mîna în direcţia săgeţii S_1, se autocen-

Scanned with OKEN Scanner

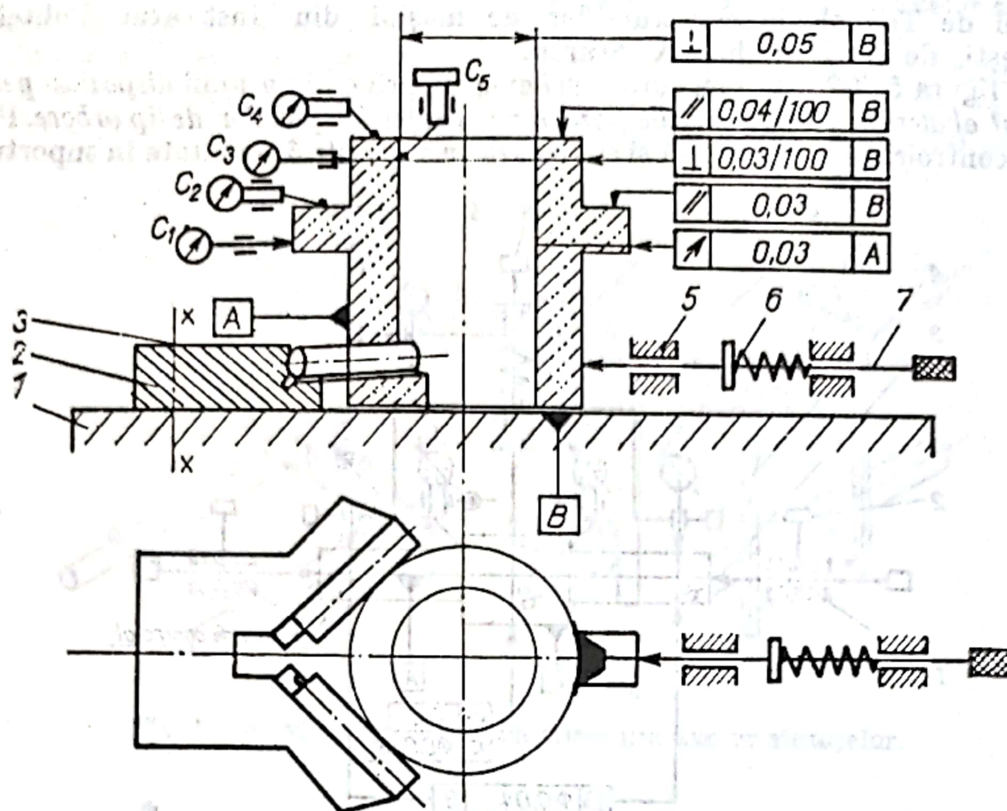


Fig. 5.109. Dispozitiv de control al pieselor scurte.

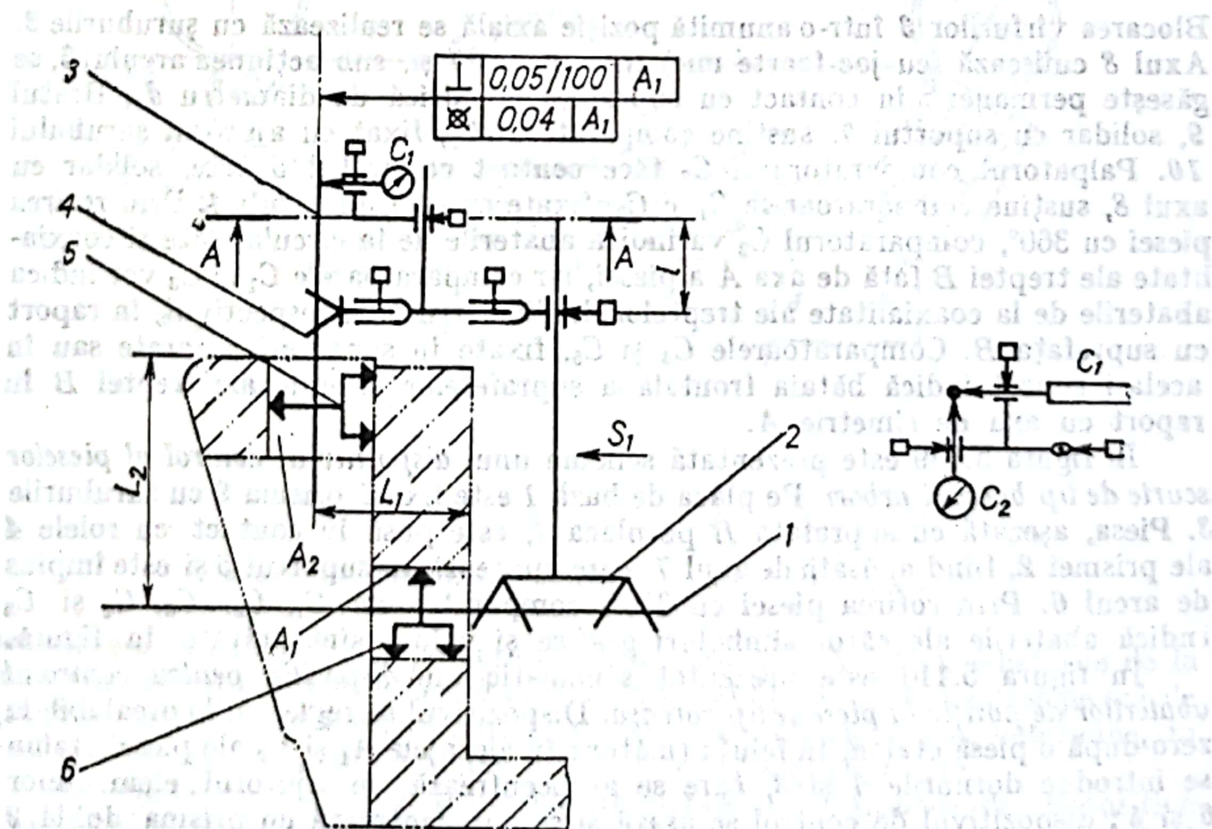


Fig. 5.110. Dispozitiv pentru controlul abaterilor de poziție.

trează pe dornul *3* cu ajutorul prismei oscilante *4*; urmează reglarea la zero a comparatoarelor C_1 și C_2, după care dispozitivul se scoate de la piesa etalon și se montează la piesa de controlat. La comparatorul C_1 se va citi direct abaterea de la perpendicularitatea axelor alezajelor A_1 și A_2 pe lungimea de referință *1*, iar la comparatorul C_2 abaterea de la intersectare. Dispozitivul este „de grup", deoarece se poate folosi la controlul pieselor de diferite tipodimensiuni, reglarea făcîndu-se în funcție de dimensiunile L_1 și L_2 și de diametrele alezajelor A_1 și A_2.

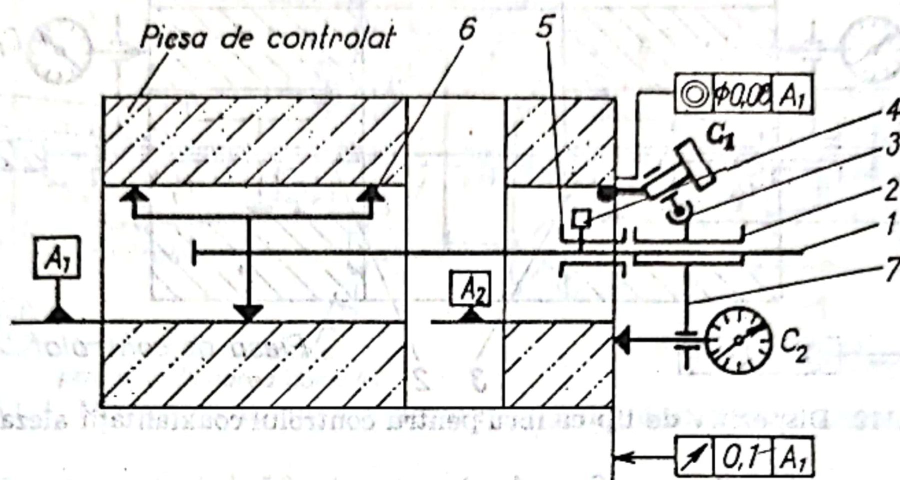


Fig. 5.111. Dispozitiv pentru determinarea necoaxialității și neperpendicularității.

În figura 5.111 este prezentată schema unui *dispozitiv pentru determinarea necoaxialității și neperpendicularității*. Dornul *1* cu mecanismul autocentrant *6* se introduce în alezajul A_1, materializîndu-se cilindrul adiacent al acestui alezaj. Pe dornul *1* se montează bucșa *5* (care se blochează în poziția axială convenabilă cu ajutorul șurubului *4*) și bucșa *2* cu tijele-suport *3* și *7*; în acestea se fixează comparatorul C_1 de tip pupitast și comparatorul C_2 de tip obișnuit, ale căror palpatoare sînt puse în contact cu suprafața alezajului A_2 și respectiv cu suprafața frontală. Prin rotirea ușoară cu mîna a bucșei *2* pe dornul *1*, se vor citi, în limitele unei rotații, indicațiile limită ale celor două comparatoare; diferența dintre indicațiile limită ale comparatorului C_1 reprezintă necoaxialitatea alezajului A_2 față de alezajul A_1, iar diferența dintre indicațiile limită ale comparatorului C_2 reprezintă bătaia frontală.

Un *dispozitiv de tip calibru pentru controlul coaxialității alezajelor* este prezentat în figura 5.112. Dispozitivul este compus din mecanismele autocentrante *2* și *3*, care se introduc în alezajele A_1 și respectiv A_2 ale piesei controlate și prin al căror alezaj central trece dornul *1*. Jocul dintre dorn și alezajul central al mecanismului *2* este egal aproape cu zero, dar jocul dintre dorn și alezajul central al mecanismului *3* este egal cu toleranța prescrisă la coaxialitatea (*TPc*) celor două alezaje. Piesa se consideră corespunzătoare dacă dornul calibrat *1*, ghidat în mecanismul autocentrant *2*, trece normal și ușor prin alezajul mecanismului autocentrant *3*. Cu ajutorul aceluiași dispozitiv se poate controla și bătaia frontală, citirea făcîndu-se la comparatoarele C_1 și C_2, fixate, prin tijele *5*, pe bucșele *4*; în timpul controlului, bucșele *4* și comparatoarele trebuie rotite cu 360°; bucșele *4* se reazemă pe umerii u_1 și respectiv u_2. De menționat, că, în locul dornului calibrat *1*, se poate folosi un dorn pneumatic, racordat la un traductor pneumatic.

În figura 5.113 este prezentată schema de principiu a *măsurării distanţei şi neparalelismului dintre două suprafeţe plane*. Se procedează în felul următor: piesa etalon se aşază pe masa de control *1*, materializîndu-se suprafaţa adiacentă *A*, iar pe suprafeţele *B* şi *C* se aşază calele *3* şi respectiv *7*, materializîndu-se suprafeţele adiacente respective; se apropie, apoi, capetele de măsurare

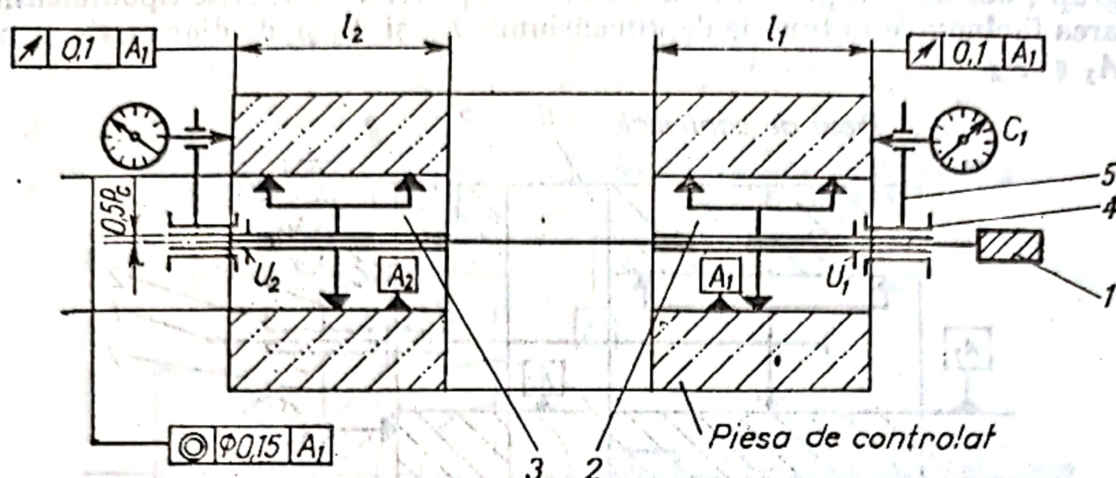


Fig. 5.112. Dispozitiv de tip calibru pentru controlul coaxialităţii alezajelor.

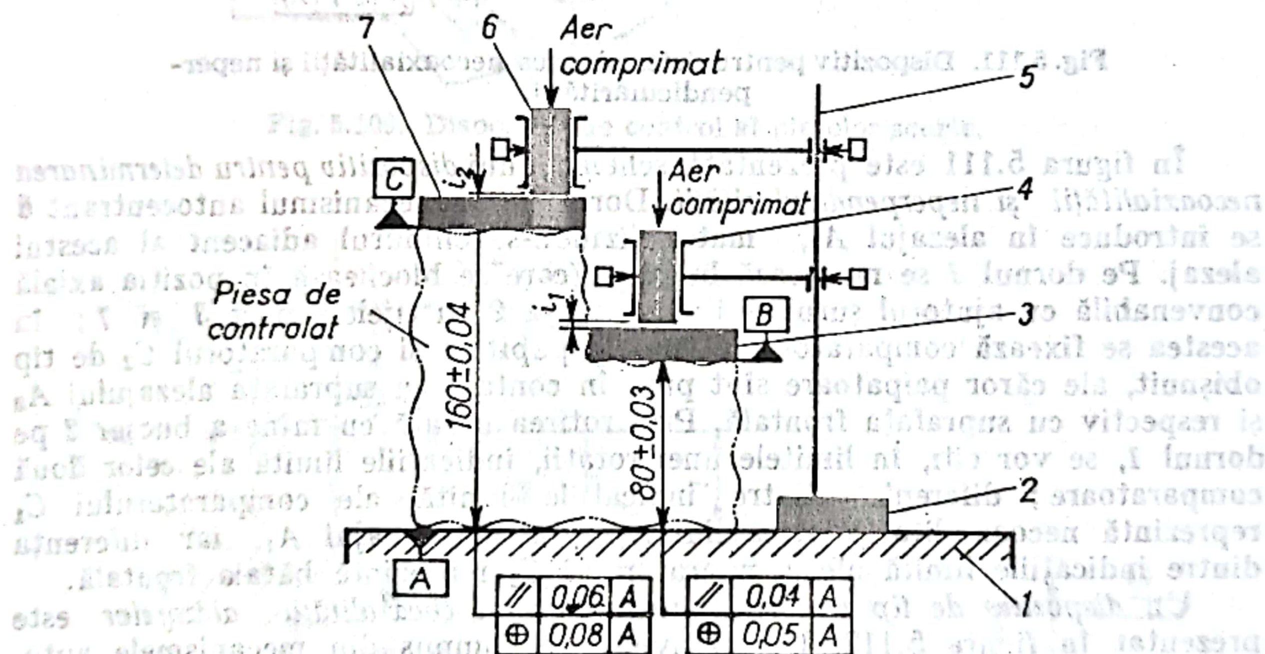


Fig. 5.113. Măsurarea distanţei şi neparalelismului dintre două suprafeţe plane.

4 şi *6*, racordate la cîte un aparat pneumatic şi susţinute de suportul *5* cu talpa *2*, pînă cînd se realizează interstiţiile i_1 şi i_2, corespunzătoare indicaţiei zero sau unei anumite indicaţii pe scările aparatelor; urmează îndepărtarea piesei etalon şi aşezarea, în locul ei, a piesei care se controlează; în timpul controlului, piesa va fi deplasată, pe o lungime oarecare, în două direcţii reciproc perpendiculare şi situate în planul paralel cu suprafaţa de referinţă *A*; indicaţiile limită citite pe scările gradate ale aparatelor pneumatice vor da, în acelaşi timp, abaterile distanţelor şi abaterile de la paralelismul suprafeţelor *B* şi *C* faţă de suprafaţa *A*.

Scanned with OKEN Scanner

Figura 5.114 reprezintă schema de *măsurare a distanței și neparalelismului axelor alezajelor de la piesele de tipul bielelor.* Se procedează astfel : axa alezajului A_1 se materializează cu ajutorul mecanismului autocentrant *1*, montat în suportul *11*, iar axa alezajului A_2 cu ajutorul dornului *2* și al unor bucșe cu suprafețe conice : dornul *2* se reazemă, în plan vertical, pe pîrghia oscilan-

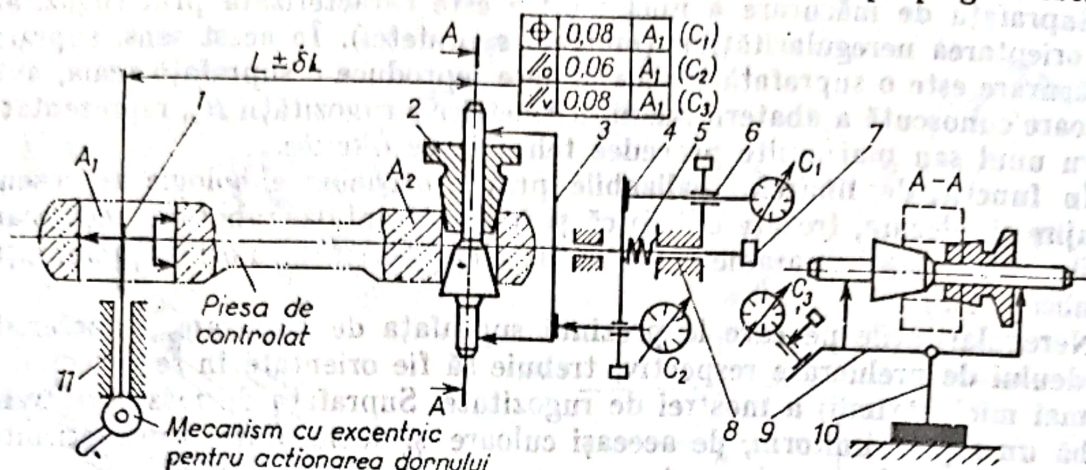


Fig. 5.114. Măsurarea distanței și neparalelismului dintre axele alezajelor.

tă *9*, montată pe suportul *10* ; în planul orizontal, dornul *1* face contact, în două puncte, cu pîrghia oscilantă *3*, care este împinsă de arcul *5* și culisează în suportul *8* reglabil prin șurubul *7* ; urmează reglarea la zero a comparatoarelor C_1, cu palpatorul *4* și ghidajul *6*, C_2 și C_3, apoi, în locul bielei etalon se centrează și se așază, în același mod, biela care trebuie controlată ; pe scara gradată a comparatorului C_1 se va citi abaterea efectivă a distanței dintre axe, iar pe scările gradate ale comparatoarelor C_2 și C_3 și vor citi abaterile de la paralelismul axelor în planul orizontal, respectiv în planul vertical.

5.2.15. METODE ȘI MIJLOACE PENTRU CONTROLUL RUGOZITĂȚII SUPRAFEȚELOR

În funcție de metoda pe care se bazează, mijloacele pentru controlul și verificarea rugozității se clasifică în :

— mijloace pentru determinări calitative comparative ;
— mijloace pentru determinări cantitative absolute ;
— mijloace pentru determinări cantitative globale (integrale).

● **Determinarea comparativă a rugozității** se poate realiza folosind așa-numitele *mostre de rugozitate.* Acestea sînt plăcuțe dreptunghiulare avînd suprafața de măsurare plană (fig. 5.115, *a*) cilindrică concavă (fig. 5.115, *b*)

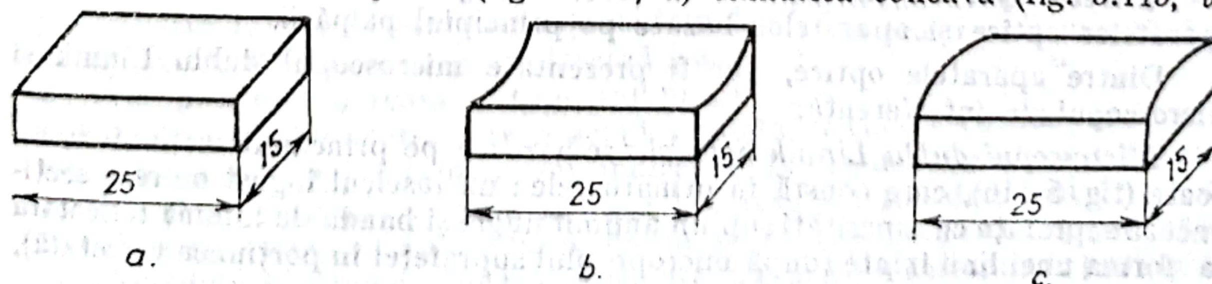


Fig. 5.115. Mostre de rugozitate.

sau cilindrică convexă (fig. 5.115, *c*). Grosimea mostrelor trebuie să asigure acestora o rigiditate suficientă şi se stabileşte în funcţie de procedeul de prelucrare. Se admite şi executarea unor mostre de rugozitate avînd alte forme şi dimensiuni decît cele indicate. Suprafaţa de aşezare a mostrelor trebuie să fie întotdeauna plană.

Suprafaţa de măsurare a unei mostre este caracterizată prin rugozitatea sa şi orientarea neregularităţilor (motivul suprafeţei). În acest sens, suprafaţa de măsurare este o suprafaţă reală sau care reproduce o suprafaţă reală, avînd o valoare cunoscută a abaterii medii aritmetice a rugozităţii R_a, reprezentativă pentru unul sau mai multe procedee tehnologice diferite.

În funcţie de limitele realizabile prin procedeul tehnologic reprezentat (strunjire şi alezare, frezare cilindrică şi frezare frontală, rabotare, rectificare), valorile nominale ale parametrului R_a se aleg din şirul valorilor preferenţiale (v. subcap. 1.5).

Neregularităţile pe care le prezintă suprafaţa de măsurare, caracteristice procedeului de prelucrare respectiv, trebuie să fie orientate în sensul dimensiunii mai mici (lăţimii) a mostrei de rugozitate. Suprafaţa de măsurare trebuie să aibă un aspect uniform, de aceeaşi culoare şi luciu, fără fisuri, ştirbituri, porozităţi, urme de coroziune etc.

Suprafeţele de măsurare (comparare) ale mostrelor de rugozitate se pot obţine prin aplicarea directă a procedeelor tehnologice reprezentate, prin galvanoplastie sau prin alte procedee care asigură reproducerea fidelă a suprafeţei originale.

Conform STAS 7087-75, mostrele de rugozitate se execută din oţel (OT45 pentru turnare, OL37 pentru laminare şi tragere, OLC45X pentru prelucrări prin aşchiere), din fontă (Fc20) şi, pentru necesităţi speciale, din alte materiale.

Mostrele de rugozitate sînt executate şi livrate în seturi, pe serii de rugozităţi, pentru diferite procedee şi diferite forme ale suprafeţelor a căror rugozitate se determină. De obicei, mostrele de rugozitate se montează în suporţi speciali, fiecare suport conţinînd mostrele pentru acelaşi procedeu tehnologic (dar pentru rugozităţi diferite) şi dintr-o singură marcă de material.

Compararea rugozităţii suprafeţelor pieselor prelucrate cu rugozitatea mostrelor se poate face:

— cu ochiul liber, pentru suprafeţe cu $R_a \geq 3{,}2$ µm;

— cu lupa simplă de citit (cu grosismentul de 2,5×) sau cu lupa binoculară (2x), pentru suprafeţe cu $R_a \geq 1{,}6$ µm;

— la microscopul de atelier şi la stereomicroscopul normal, pentru suprafeţe cu $R_a = 12{,}5 \ldots 0{,}4$ µm (la piese mici care pot fi aşezate pe masa aparatului);

— la microscopul sau stereomicroscopul comparator, pentru suprafeţe cu $R_a = 12{,}5 \ldots 0{,}1$ µm.

● **Determinarea cantitativă absolută a rugozităţii** se face cu ajutorul aparatelor optice şi aparatelor bazate pe principiul palpării.

Dintre aparatele optice, vor fi prezentate microscopul dublu Linnik şi microscopul de interferenţă.

Microscopul dublu Linnik-Schmaltz se bazează pe principiul secţiunii luminoase (fig. 5.116), care constă în următoarele: un fascicul îngust de raze secţionează suprafaţa cu asperităţi sub un anumit unghi şi banda de lumină reflectată ia forma unei linii frînte (după microprofilul suprafeţei în porţiunea cercetată), care poate fi văzută printr-un microscop.

În figura 5.117 este prezentată schema de principiu a microscopului dublu. Razele de lumină de la sursa *1* trec printr-un filtru, apoi prin fanta (cu lățimea de 0,1 mm și lungimea de 7 mm) din diafragma *2* și prin obiectivul schimbabil *3*, ajungînd la suprafața cercetată *6*; reflectîndu-se, fasciculul de raze ia imaginea microprofilului suprafeței și, după ce trece prin obiectivul schimbabil *4*, se

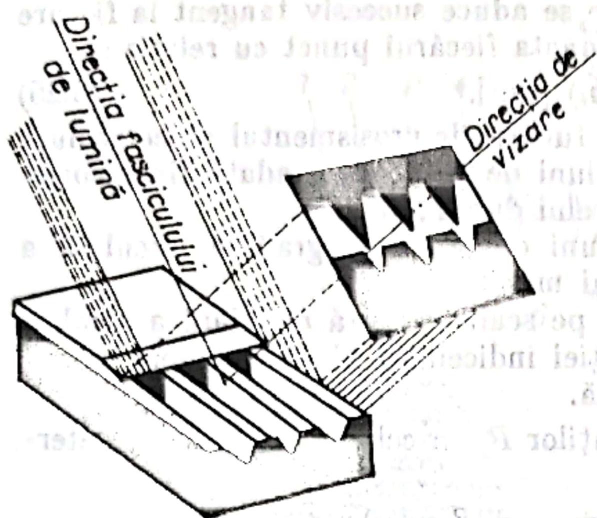


Fig. 5.116. Principiul secțiunii luminoase.

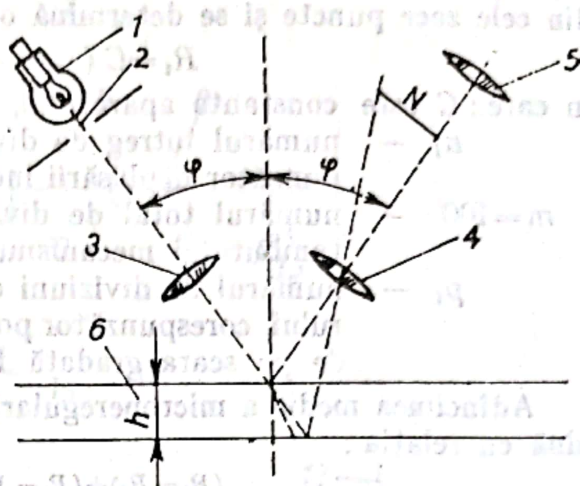


Fig. 5.117. Schema microscopului dublu Linnik-Schmaltz.

proiectează în capul-ocular cu lentila-ocular *5*. Sursa *1*, filtrul de lumină, diafragma *2* și obiectivul *3* sînt montate în tubul colimatorului, iar obiectivul *4*, un sistem optic intermediar și capul-ocular cu lentila *5* sînt montate în tubul microscopului de vizare. Cele două tuburi sînt înclinate față de planul vertical la un unghi $\varphi=45°$, între ele formînd unghiul $2\varphi=90°$. Dacă se notează cu h înălțimea microneregularităților și cu v grosismentul obiectivului *4*, mărimea N a imaginii fantei de lumină (microprofilul sub formă de fantă) va fi:

$$N=2h\cdot v\cdot \sin\varphi, \qquad (5.23)$$

de unde:

$$h=\frac{N}{2v\cdot \sin\varphi}\ [\mu m]. \qquad (5.24)$$

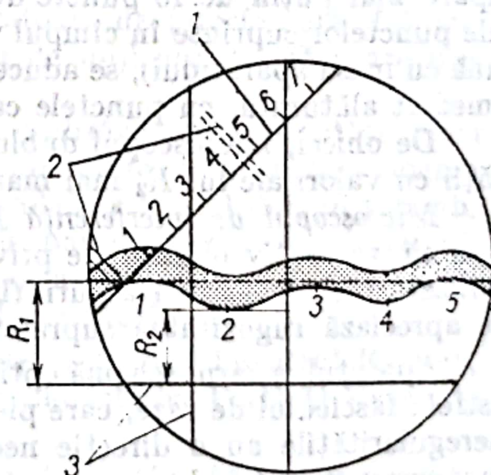


Fig. 5.118. Cîmpul vizual al capului-ocular de la microscopul dublu.

Capul-ocular este prevăzut la interior, în afara lentilei-ocular, cu scara gradată fixă *1*, indicele dublu *2* și sistemul de fire reticulare în cruce *3* (fig. 5.118); prin rotirea, de la exterior, a tamburului unui mecanism micrometric, indicele dublu *2* se deplasează pe scara gradată fixă *1*, iar, în același timp, sistemul de fire reticulare în cruce se deplasează pe o direcție paralelă cu scara *1*. Cum tamburul mecanismului micrometric are o scară gradată circulară cu 100 diviziuni și la o rotație completă a tamburului, indicele dublu se deplasează cu o diviziune, rezultă că unei diviziuni de pe scara *1* îi corespund 100 diviziuni de pe scara circulară exterioară. Cînd indicele dublu se suprapune peste reperul zero al scării gradate *1*, sistemului de fire reticulare în cruce *3* îi corespunde poziția zero.

Măsurarea rugozității se face în felul următor : după așezarea piesei pe masa aparatului și focalizarea suprafeței față de obiectivele din tubul colimatorului și tubul microscopului, pe marginea mai clară a benzii luminoase vizibilă în ocularul aparatului se consideră zece puncte consecutive, punctele de maxim fiind numerotate cu 1, 3, 5, 7, 9, iar cele de minim cu 2, 4, 6, 8, 10 ; firul reticular paralel cu direcția benzii luminoase se aduce succesiv tangent la fiecare din cele zece puncte și se determină ordonata fiecărui punct cu relația :

$$R_i = C\,(n_i \cdot m + p_i)\ [\mu m], \tag{5.25}$$

în care : C este constanta aparatului, în funcție de grosismentul obiectivului ;
n_i — numărul întreg de diviziuni de pe scara gradată fixă, corespunzător deplasării indicelui dublu ;
$m=100$ — numărul total de diviziuni de pe scara gradată circulară a tamburului mecanismului micrometric ;
p_i — numărul de diviziuni de pe scara gradată circulară a tamburului, corespunzător poziției indicelui dublu între două repere de pe scara gradată fixă.

Adîncimea medie a microneregularităților R_z în cele zece puncte se determină cu relația :

$$R_z = \frac{(R_1-R_2)+(R_3-R_4)+\ \dots\ +(R_9-R_{10})}{5} =$$

$$= \frac{(R_1+R_3+R_5+R_7+R_9)-(R_2+R_4+R_6+R_8+R_{10})}{5}\ [\mu m] \tag{5.26}$$

întrucît fiecare diferență (R_1-R_2), (R_3-R_4) etc. reprezintă adîncimea unei microneregularități.

Abaterea medie aritmetică a rugozității R_a se poate determina relația :

$$R_z \simeq 4{,}5\ R_a^{0{,}97}\ [\mu m]. \tag{5.27}$$

De menționat, că, deoarece în cîmpul vizual al microscopului dublu pot apare mai puțin de 10 puncte de maxim și minim, se determină ordonatele R_i ale punctelor cuprinse în cîmpul vizual, apoi, printr-o deplasare a piesei (împreună cu masa aparatului), se aduce imaginea microneregularităților din porțiunea imediat alăturată, cu punctele care mai sînt necesare.

De obicei, microscopul dublu Linnik se folosește pentru măsurarea rugozității cu valori ale lui R_z mai mari de 1 μm.

Microscopul de interferență Linnik se bazează pe principiul interferenței luminii, respectiv obiectul se privește prin microscop și în planul obiect corespunzător se formează franjuri (benzi) de interferență, după a căror deformare se apreciază rugozitatea suprafeței.

Aparatul, a cărui schemă optică este prezentată în figura 5.19, funcționează astfel : fasciculul de raze, care pleacă de la sursa *1* de lumină albă (cînd microneregularitățile au o direcție nedeterminată) sau de la sursa *1'* de lumină monocromatică (cînd microneregularitățile au o anumită direcție, (fig. 5.119,*a*), trece prin condensorul *2*, apoi prin fanta diafragmei *4* și prin lentila *5* și ajunge la prisma dublă semiargintată *6* ; aici fasciculul se împarte în două : o parte se reflectă total pe suprafața semiargintată de separație și, trecînd prin obiectivul *7*, ajunge la suprafața piesei *9*, iar cealaltă parte trece prin prismă și prin al doilea obiectiv *7* și ajunge la oglinda *8* ; amîndouă părțile din fasciculul inițial se reflectă pe suprafața piesei *9* și respectiv pe oglinda *8* și întorcîndu-se pe același drum, se reîntîlnesc în prisma *6*, unde interferează ; după ce trec prin obiectivul *10* și se reflectă pe oglinda *14*, razele de lumină interferate ajung

Scanned with OKEN Scanner

în ocularul *15* sau, dacă este necesar, pe placa fotografică *13* (după ce, în prealabil, au trecut prin obiectivul *11* și s-au reflectat pe oglinda *12*). Rugozitatea suprafeței se determină prin compararea frînturilor benzilor (franjurilor) de interferență cu lățimea unei benzi, care este egală cu jumătate din lungimea de undă (λ/2) a radiației luminoase folosite (fig. 5.119, *b*).

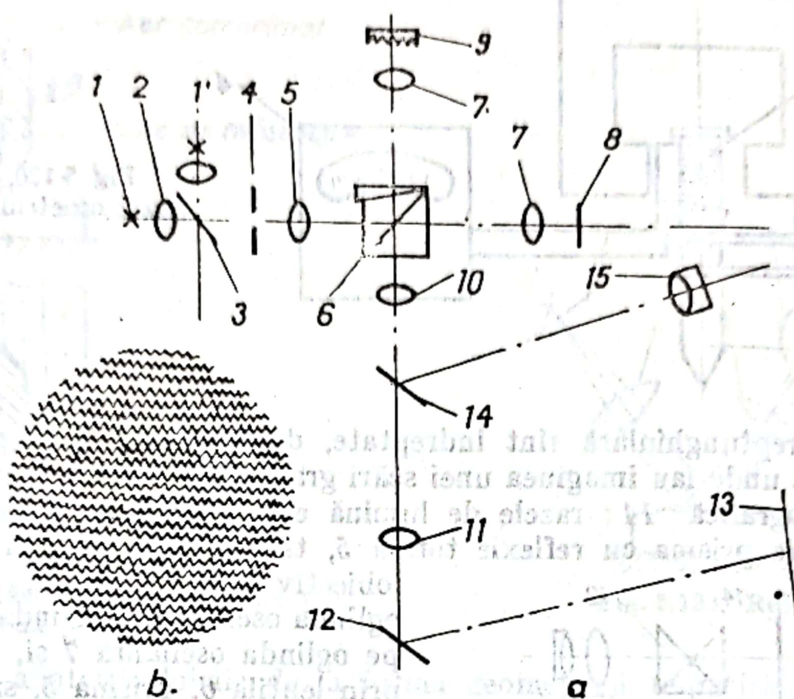


Fig. 5.119. Schema optică a microscopului de interferență.

În general, cu ajutorul microscopului de interferență se poate determina, cu o eroare nu mai mare de 5%, rugozitatea suprafețelor cu R_z între 0,02 și 1 μm. Diferite tipuri de microscoape și comparatoare de interferență fabrică firmele C. Zeiss din R.D.G. și R.F.G., industria de mijloace de măsurare din U.R.S.S. etc.

Principiul sau *metoda palpării* stă la baza realizării unei varietăți mari de aparate numite, unele *profilometre* și, altele, *profilografe*; la primele, valoarea rugozității se citește, de obicei, direct pe scara gradată a aparatului, în schimb, cu ajutorul profilografelor se determină valorile parametrilor rugozității și, în același timp, se obține, prin fotografiere sau prin înregistrare, profilograma microneregularităților în porțiunea de suprafață cercetată.

Dintre aparatele de acest tip, mai cunoscute sînt: profilometrul Kiselev, profilograful Ammon, profilograful Levin, profilometrele Perth-O-Meter și Microtest-Sigma, profilograful Tallysurf etc.

În figura 5.120 este prezentată schema *profilometrului Kiselev*. Suprafața piesei este palpată de acul de diamant *1*, care este fixat de corpul aparatului prin arcurile *5* și care are, la partea superioară, bobina de inducție *2*; vîrful acului de diamant are o rază de ~10μm. Prin deplasarea pe suprafața piesei, acul *1* execută, datorită microneregularităților, mișcări de translație verticale; bobina *2* execută aceleași mișcări între polii magnetului permanent *3*. Curenții slabi care iau naștere în bobină sînt amplificați și, apoi, măsurați cu galvanometrul *4*; acesta poate fi etalonat în valori ale parametrului R_a. Deplasarea aparatului în timpul măsurării se realizează manual sau mecanic.

Profilograful Ammon, a cărui schemă este prezentată în figura 5.121, *a*, funcționează în felul următor: lumina de la sursa *1* trece prin prisma *2* și se îndreaptă spre partea dreaptă a plăcii *3*, în care există o fantă circulară de dimensiuni foarte mici și o fantă dreptunghiulară; razele de lumină care trec

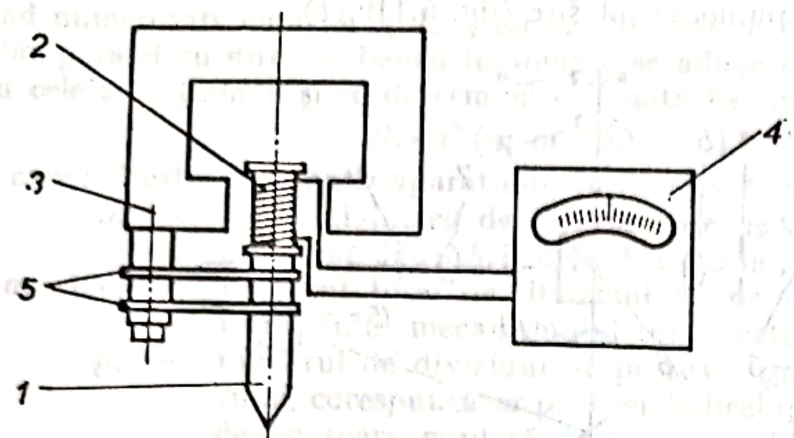


Fig. 5.120. Schema profilometrului Kiselëv.

prin fanta dreptunghiulară sînt îndreptate, de prisma *4*, prin partea stîngă a plăcii *3*, de unde iau imaginea unei scări gradate și o duc în ocularul *13* sau pe placa fotografică *14*; razele de lumină care trec prin fanta circulară se îndreaptă spre prisma cu reflexie totală *5*, trec prin aceasta și prin lentila-obiectiv *6*, se reflectă, succesiv, pe oglinda oscilantă *7*, oglinda fixă *10* și iar pe oglinda oscilantă *7* și, mai departe, prin lentila *6*, prisma *5*, sistemul optic *11* și prisma cu reflexie totală *12*, ajung la ocularul *13* sau pe placa fotografică *14*. Oglinda *7* este solidară cu acul palpator *8* printr-o articulație și oscilează datorită mișcărilor de translație ale acului *8* perpendicular pe suprafața *9*, pe care se deplasează și o palpează. În ocularul aparatului se vede scara gradată de pe placa *3* și imaginea sursei de lumină *1* (spot luminos — de dimensiuni corespunzătoare fantei circulare din placa *3*), care se deplasează pe scara gradată în funcție de mișcările acului *8* și de oscilațiile oglinzii *7*. În schimb, pe placa fotografică *14* se obține profilograma mărită a microprofilului suprafeței, cum ar fi cea prezentată în figura 5.121, *b*.

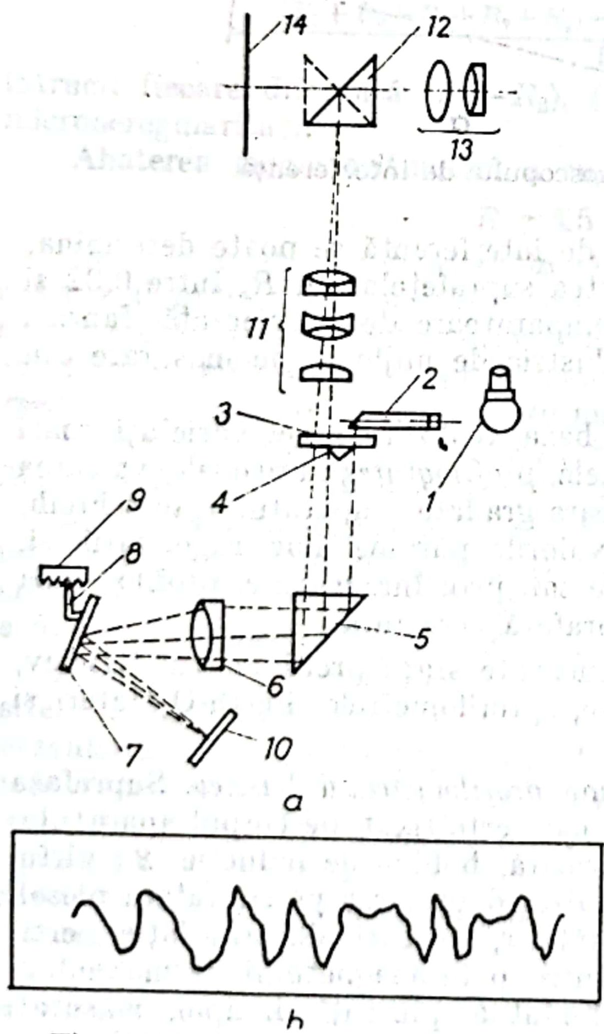


Fig. 5.121. Schema profilografului Ammon.

Cu ajutorul profilografului Ammon se pot determina rugozități cu $R_z \geq 0{,}5$ µm.

Profilometrele-profilografe moderne de tip Tallysurf, EM 10 ș.a. dau

posibilitatea determinării mai multor parametri ai rugozităţii (R_a, R_z, R_f, R_{max} etc.) cu valori, de exemplu, pentru R_a între 0,02 şi 3,2 μm.

● **Determinarea cantitativă globală a rugozităţii suprafeţelor** constă în aprecierea indirectă a rugozităţii unei porţiuni de suprafaţă după un anumit parametru. De obicei, mijloacele de măsurare construite în acest scop dau infor-

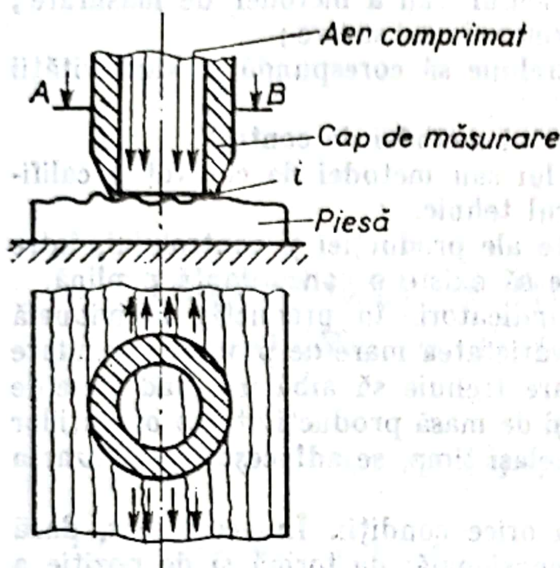


Fig. 5.122. Măsurarea rugozităţii prin metoda pneumatică.

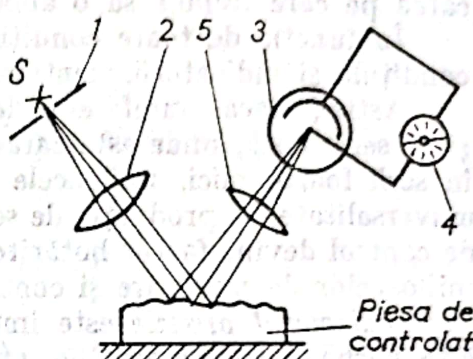


Fig. 5.123. Reflectometru.

maţii asupra abaterii globale de la forma geometrică teoretică şi determină, indirect, coeficientul de portanţă sau alt parametru geometric al suprafeţei. Ca mijloace de măsurare se folosesc aparate pneumatice, reflectometrice, electrice etc.

În cazul folosirii *aparatelor pneumatice* (fig. 5.122), rugozitatea se apreciază după debitul de aer scurs prin interstiţiul *i* dintre capul de măsurare şi suprafaţa piesei controlate. La microneregularităţi mari, debitul de aer scurs va fi mai mare, şi, ca urmare, presiunea din camera de detentă a traductorului pneumatic scade. Variaţia presiunii în funcţie de rugozitate este transformată în mărimi liniare.

Reflectometrele dau valoarea globală a rugozităţii prin măsurarea fluxului de lumină reflectat de suprafaţa piesei verificate, în comparaţie cu fluxul reflectat de suprafaţa unui etalon (mostre) de rugozitate. În figura 5.123 este prezentată schema de principiu a unui astfel de aparat. Lumina de la sursa *S* trece prin fanta diafragmei *1*, apoi prin condensorul *2* şi, după ce se reflectă pe suprafaţa piesei de controlat, trece prin obiectivul *5* şi cade pe celula fotoelectrică *3*. Intensitatea curentului indicată de galvanometrul *4* (gradat în μm) depinde tocmai de cantitatea de lumină care cade pe celula fotoelectrică.

5.3. CONSIDERAŢII ÎN LEGĂTURĂ CU ALEGEREA RAŢIONALĂ A METODELOR ŞI MIJLOACELOR DE MĂSURARE

Alegerea raţională a metodelor şi mijloacelor de măsurare constituie o problemă foarte importantă a eficienţei şi organizării controlului tehnic în întreprinderile industriale. Această alegere depinde de o serie de condiţii şi de indicatori metrologici şi tehnico-economici, cum ar fi :

Scanned with OKEN Scanner

— felul și caracterul parametrilor măsurați sau controlați;
— precizia (toleranța) parametrilor controlați;
— volumul de producție (mărimea seriei) pentru piesele controlate;
— precizia de citire a mijlocului de măsurare, apreciată, în general, după valoarea diviziunii de pe scara gradată;
— eroarea limită de măsurare a mijlocului sau a metodei de măsurare;
— siguranța în funcționare a mijloacelor de măsurare;
— productivitatea controlului, care trebuie să corespundă productivității execuției pieselor;
— costul mijlocului de control sau costul metodei de control;
— gradul de complexitate al mijlocului sau metodei de control și calificarea pe care trebuie să o aibă controlorul tehnic.

În funcție de toate condițiile concrete ale producției și controlului, între condițiile și indicatorii menționați trebuie să existe o concordanță deplină.

Astfel, dacă, indiferent de ceilalți indicatori, în producția individuală și de serie mică, unde este caracteristică varietatea mare de produse executate în serii foarte mici, mijloacele de măsurare trebuie să aibă un grad mare de universalitate, în producția de serie mare și de masă productivitatea operațiilor de control devine factor hotărîtor și, în același timp, se adîncește specializarea mijloacelor de măsurare și control.

Indicatorul precizie este important în orice condiții. În acest sens, dacă este vorba, de exemplu, de precizia dimensională, de formă și de poziție a suprafețelor, valoarea diviziunii instrumentului sau aparatului de control trebuie să fie egală cu cel mult 1/6 și cu cel puțin 1/20 din toleranța prescrisă; în caz contrar fie că nu este asigurată precizia necesară la control, fie că mijlocul de control nu este folosit rațional. Totodată se impune ca eroare totală de măsurare a metodei aplicate să nu depășească, în majoritatea cazurilor, valoarea unei diviziuni.

Siguranța în funcționare este, de asemenea, o condiție permanentă, ea însemnînd, de fapt, o stabilitate mare în timp a indicațiilor pe care le dă aparatul. Pentru aceasta este necesar ca mijlocul de măsurare sau control ales să fie cît mai puțin sensibil la șocuri și vibrații, să fie robust și cît mai puțin deformabil, să fie rezistent la uzură etc.

Costul mijlocului de control trece integral în costul produselor controlate și, de cele mai multe ori, oricît de mare ar fi, el este justificat și compensat de productivitatea sau de precizia pe care o asigură. Dacă, însă, este posibil, mijloacele de control scumpe (microscoapele de măsurare, instalațiile de control complexe ș.a.) trebuie să fie înlocuite cu mijloace mai ieftine și mai simple, eventual prin aplicarea metodelor de control statistic.

Gradul de complexitate al metodelor și mijloacelor de măsurare sau control are legătură directă cu productivitatea și costul controlului și cu calificarea controlorului. Uneori, o mare complexitate a mijlocului de control înseamnă, în același timp o metodă simplă și productivă, care se însușește repede și se aplică ușor de către controlor (de exemplu, instalații individuale de control sau de sortare semiautomatizate). Alteori, o mare complexitate atît a metodei de măsurare aplicate, cît și a mijlocului de control folosit necesită controlori cu calificare înaltă și această complexitate nu este justificată decît printr-o productivitate foarte mare.

În ultimă instanță, alegerea rațională a metodelor și mijloacelor de control înseamnă asigurarea unui control obiectiv, operativ, productiv și ieftin.

6

TOLERANȚELE ȘI AJUSTAJELE PIESELOR LISE. SISTEME DE TOLERANȚE ȘI AJUSTAJE

6.1. CONSIDERAȚII GENERALE

Dintre asamblările cu piese lise, asamblările cilindrice netede sînt cele mai des utilizate în construcția de mașini și aparate, datorită unor avantaje certe și anume:

— sînt simple, în sensul că, în ce privește caracteristicile geometrice și funcționale, depind de foarte puține elemente dimensionale:

— se realizează, prin prelucrare și montare, mult mai ușor decît alte tipuri de piese și asamblări;

— pot funcționa, fără modificări constructive mari și fără complicații tehnologice, în cele mai variate condiții de solicitare și într-o gamă foarte largă de viteze de rotație;

— sînt mai puțin pretențioase și mai rezistente în exploatare decît toate celelalte tipuri de asamblări.

Din aceste și din alte motive, primele sisteme de toleranțe și ajustaje au fost elaborate tocmai pentru asamblările cilindrice.

Necesitatea asigurării interschimbabilității și a unor condiții economice optime pentru proiectarea, fabricarea și exploatarea produselor industriei constructoare de mașini a impus standardizarea toleranțelor și ajustajelor. Prin aceasta se realizează:

— limitarea și gruparea valorilor nominale ale dimensiunilor în funcție de mărime și de frecvența utilizării lor;

— restrîngerea, la minimul optim, a numărului de toleranțe și abateri limită pentru o anumită dimensiune nominală;

— limitarea numărului de ajustaje ce pot fi prescrise diferitelor asamblări, corespunzător rolului funcțional al acestora și condițiilor în care lucrează.

Standardizarea are ca obiect și rezultat formarea unui *sistem de toleranțe și ajustaje*, care cuprinde toate dimensiunile nominale, toleranțele și ajustajele realizabile practic. Aplicarea, în proiectare și producție, a sistemelor de toleranțe și ajustaje este unică și obligatorie la nivelul întregii economii naționale.

Dintre avantajele aplicării unice a sistemului de toleranțe și ajustaje se pot evidenția următoarele:

— se pun la dispoziția constructorilor de mașini și aparate toleranțe și ajustaje stabilite pe o bază științifică, obiectivă și rațională;

— se înlătură stabilirea și prescrierea arbitrară a toleranțelor și ajustajelor, fapt care contribuie, în mod hotărîtor, la asigurarea interschimbabilității și la reducerea costurilor în proiectare, producție și exploatare;

— este favorizată standardizarea și normalizarea organelor de mașini, sculelor, dispozitivelor sau elementelor de dispozitive și mijloacelor de control, ceea ce, în utimă instanță, are o influență pozitivă asupra interschimbabilității și a costurilor.

Țările dezvoltate din punct de vedere industrial utilizează, în general, sisteme proprii de toleranțe și ajustaje, care țin seamă de o serie de particularități. Studii speciale, efectuate în scopul evaluării eficienței economice a standardizării la nivelul economiei naționale, au arătat că, de exemplu: în S.U.A., la cheltuieli de 1 dolar pentru standardizare, se realizează o eficiență economică de 10—15 dolari; în U.R.S.S., pentru o rublă cheltuieli de standardizare, rezultă o eficiență economică în industrie de cca 10 ruble; în Franța la 1 franc cheltuieli pentru standardizare se obține o eficiență economică de 5—10 franci etc.

Legătura dintre diferitele sisteme naționale de toleranțe și ajustaje se face prin sistemul internațional, care facilitează schimbul de produse industriale, de documentație tehnică și de informații tehnico- științifice din domeniu. Unele state au adoptat, ca sistem național, sistemul internațional, iar altele și-au adaptat sistemele naționale în așa fel, încît ele sînt, practic, interschimbabile cu sistemul internațional.

6.2. SISTEMUL ISO DE TOLERANȚE ȘI AJUSTAJE

Denumirea de ISO a acestui sistem s-a constituit din inițialele denumirii în limba engleză — International Standardizing Organization — a Organizației Internaționale de Standardizare.

La consfătuirea de la New York, din anul 1926, a acestei organizații (care se numea, atunci, Asociația Internațională de Standardizare), s-a făcut, pentru prima dată, propunerea a de se elabora un sistem internațional de toleranțe și ajustaje, sistemul ISA. Ca urmare, în anul 1932 au fost definitivate și publicate toleranțele și ajustajele pentru dimensiuni pînă la 180 mm, iar în anul 1935 au fost extinse pînă la dimensiunea de 500 mm.

Pe baza lucrărilor anterioare ISA, între anii 1949 și 1957 s-a elaborat sistemul ISO de toleranțe și ajustaje, care, în anul 1960, a fost supus anchetei statelor membre. În anul 1962, proiectul noului sistem a fost aprobat de mai multe țări, printre care și România și a fost acceptat ca Recomandare ISO.

Ținînd seama de dezvoltarea, în ritm înalt, a industriei țării noastre și de amplificarea legăturilor cu foarte multe țări ale lumii, în anul 1967 a început, în Republica Socialistă România, elaborarea sistemului de toleranțe și ajustaje după Recomandarea ISO/R 286 — 1962. Reglementat prin 11 standarde STAS 8100-68... STAS 8110-68, sistemul ISO a intrat în vigoare la 1 ianuarie 1969.

Sistemul de toleranțe și ajustaje ISO se referă, separat, la două game de dimensiuni nominale: a) pînă la 500 mm; b) peste 500 pînă la 3 150 mm.

Scanned with OKEN Scanner

La baza sistemului ISO, ca și a altor sisteme, stau cîteva caracteristici care definesc sistemul.

Caracteristica 1 — baza sistemului de ajustaje Pentru limitarea numărului de ajustaje în scopul asigurării economicității proiectării și folosirii produselor, s-au stabilit două sisteme de ajustaje: alezaj unitar și arbore unitar.

În *sistemul alezaj unitar*, toleranța alezajului, indiferent de mărimea ei, rămîne fixă, ca poziție, față de linia zero (abaterea fundamentală rămîne constantă), iar diferitele ajustaje necesare se obțin prin stabilirea de diferite poziții la toleranța arborelui. Acest sistem este prezentat în figura 6.1, *a* (pentru simplificare, se consideră numai un alezaj, care se asamblează cu diferiți arbori, avînd toleranțe diferite date pe circumferință). Presupunînd aceeași dimensiune nominală și aceleași condiții de funcționare, alezajele au aceleași dimensiuni limită, dar arborii au dimensiuni limită diferite. Toleranța alezajului unitar este așezată deasupra liniei zero, astfel că $D_{min}=N$ și, deci, $A_i=0$.

În figura 6.1, *b* sînt reprezentate grafic simplificat trei ajustaje (cu joc, intermediar, cu strîngere) în sistemul alezaj unitar.

În *sistemul arbore unitar*, toleranța arborelui, indiferent de mărimea ei, rămîne fixă, ca poziție, față de linia zero (abaterea fundamentală rămîne aceeași), iar diferitele ajustaje necesare se obțin prin stabilirea de poziții diferite la toleranța alezajului. Acest sistem este prezentat în figura 6.2, *a* (pentru simpli-

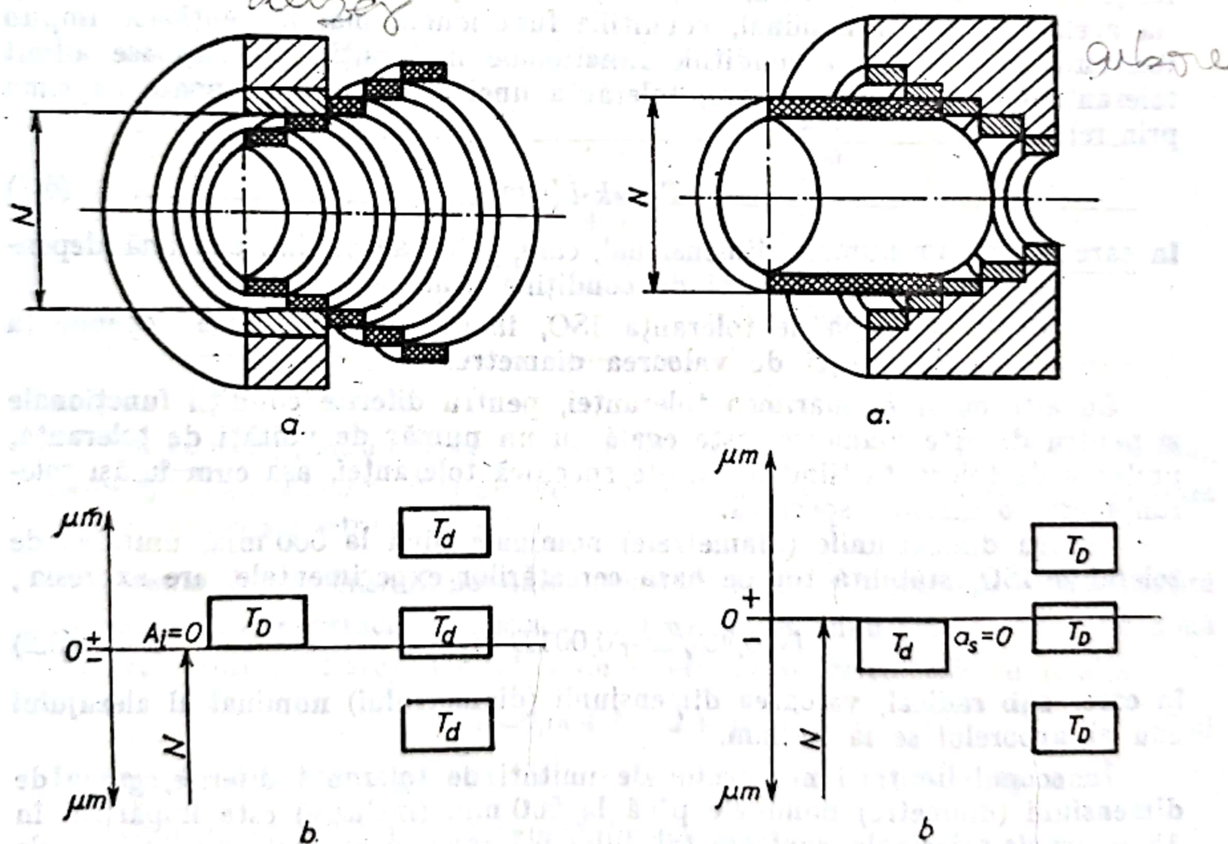


Fig. 6.1. Ajustaje în sistem alezaj unitar. Fig. 6.2. Ajustaje în sistem arbore unitar.

ficare, se consideră numai un singur arbore, care se asamblează cu diferite alezaje). La aceeași dimensiune nominală și aceleași condiții de funcționare, arborii au aceleași dimensiuni limită, dar alezajele au dimensiuni limită diferite. Toleranța arborelui unitar este așezată sub linia zero, astfel că $d_{max}=N$ și $a_s=0$.

Scanned with OKEN Scanner

În figura 6.2, *b* sînt reprezentate grafic simplificat trei ajustaje (cu joc, intermediar şi cu strîngere) în sistemul arbore unitar.

Folosirea ajustajelor în sistem alezaj unitar sau în sistem arbore unitar depinde de felul construcţiei pieselor, de caracterul asamblării şi de posibilităţile tehnologice de prelucrare şi de asamblare cele mai economice. De exemplu, în cazul unei carcase cu mai multe alezaje care au acelaşi diametru nominal şi în care se vor monta bucşe (cu un anumit rol funcţional), stabilirea ajustajelor în sistem alezaj unitar este mai economică, deoarece prelucrarea şi controlul alezajelor se pot executa cu aceleaşi scule şi respectiv aceleaşi verificatoare (prelucrarea şi controlul bucşelor la exterior nu pun probleme, indiferent de mărimea şi precizia diametrului). Dar, în cazul unei asamblări tip piston — bolţ — bielă, diferitele ajustaje ale bolţului, separat cu pistonul şi biela, trebuie luate în sistem arbore unitar, întrucît prelucrarea bolţului în trepte de dimensiuni efective de acelaşi diametru nominal este mai dificilă, iar pistonul şi biela se prelucrează, oricum, în locuri şi cu scule diferite.

Caracteristica 2 — unitatea de toleranţă şi intervalele de dimensiuni (diametre) nominale. În urma unor constatări practice şi a unor cercetări experimentale îndelungate, s-a stabilit că mărimea toleranţei este funcţie, în principal de valoarea diametrului şi de condiţiile funcţionale. Astfel, presupunînd aceleaşi condiţii funcţionale, cu cît diametrul unei piese este mai mare, cu atît şi toleranţa va fi mai mare (dar nu, neapărat, în aceeaşi proporţie) ; pe de altă parte, la acelaşi diametru nominal, condiţiile funcţionale mai pretenţioase impun toleranţe mai mici, iar condiţiile funcţionale mai puţin pretenţioase admit toleranţe mai mari. Ca urmare, toleranţa unei dimensiuni se poate exprima prin relaţia :

$$T_D = k \cdot i \ [\mu m] \tag{6.1}$$

în care : k este un număr adimensional, care, prin valorile lui, exprimă dependenţa toleranţei de condiţiile funcţionale ;

i — unitatea de toleranţă ISO, în µm, care exprimă dependenţa toleranţei de valoarea diametrului.

Cu alte cuvinte, mărimea toleranţei, pentru diferite condiţii funcţionale şi pentru diferite diametre, este egală cu un număr de unităţi de toleranţă, unitatea de toleranţă fiind o unitate specifică toleranţei, aşa cum însăşi toleranţa este o mărime specifică.

Pentru dimensiunile (diametrele) nominale pînă la 500 mm, unitatea de toleranţă ISO, stabilită tot pe baza cercetărilor experimentale, are expresia ,

$$i = 0{,}45\sqrt[3]{D} + 0{,}001D \ [\mu m] \tag{6.2}$$

în care, sub radical, valoarea dimensiunii (diametrului) nominal al alezajului sau al arborelui se ia în mm.

În scopul limitării numărului de unităţi de toleranţă diferite, gama de dimensiuni (diametre) nominale pînă la 500 mm (inclusiv) este împărţită în 13 intervale principale, conform tabelului 6.1 (pentru anumite ajustaje, unele dintre intervalele principale fiind împărţite în intervale intermediare). Ca urmare, numărul de valori ale unităţii de toleranţă este egal cu 13, cîte una pentru fiecare interval principal ; în relaţia (6.2), D este media geometrică a limitelor intervalului respectiv şi valoarea unităţii de toleranţă calculate astfel se aplică tuturor dimensiunilor din interval.

Tabelul 6.1

Intervale de dimensiuni nominale pentru gama pînă la 500 mm (după STAS 8101-68)

Nr. crt.	Intervale principale		Intervale intermediare	
	peste	pînă la	peste	pînă la
1	—	3		
2	3	6		
3	6	10	—	—
4	10	18	10 14	14 18
5	18	30	18 24	24 30
6	30	50	30 40	40 50
7	50	80	50 65	65 80
8	80	120	80 100	100 120
9	120	180	120 140 160	140 160 180
10	180	250	180 200 225	200 225 250
11	250	315	250 280	280 315
12	315	400	315 355	355 400
13	400	500	400 450	450 500

De exemplu, pentru intervalul peste 30 pînă la 50 mm, $D=\sqrt{30.50}=38{,}7$ mm și, deci, $i=0{,}45\sqrt[3]{38{,}7}+0{,}001\cdot 38{,}7\simeq 1{,}56$ µm. Pentru intervalul pînă la 3 mm, calculul se efectuează pe baza mediei geometrice dintre 1 și 3 mm.

Gama de dimensiuni nominale peste 500 pînă la 3 150 mm este împărțită în opt intervale principale (fiecare dintre acestea fiind împărțit în cîte două intervale intermediare). Unitatea de toleranță se calculează cu relația :

$$I=0{,}004\,D+2{,}1 \;\; [\mu m] \qquad (6.3)$$

în care D este media geometrică a limitelor fiecărui interval, în mm.

Ca urmare, relația (6.1) capătă forma :

$$T_D=k\cdot I \; [\mu m]. \qquad (6.4)$$

Caracteristica 3 — treptele de precizie. Așa cum s-a arătat mai înainte, indiferent de valoarea diametrului nominal și, implicit, a unității de toleranță, toleranța poate fi mai mică sau mai mare în funcție de rolul și importanța funcțio-

Scanned with OKEN Scanner

nală şi de condiţiile de lucru ale pieselor şi ajustajelor. Din acest punct de vedere, în sistemul ISO standardizat în ţara noastră s-au stabilit următoarele:

— Pentru gama de dimensiuni (diametre) nominale pînă la 500 mm, se prevăd 18 trepte de precizie, denumite, pe scurt, *precizii* şi notate în ordinea descrescîndă a preciziei, respectiv în ordinea crescîndă a toleranţei cu numerele 01, 0, 1, 2, ..., 16. Pentru preciziile de la 5 (inclusiv) la 16, toleranţa se calculează cu relaţia (6.1), obţinîndu-se aşa-numitele *toleranţe fundamentale* notate respectiv cu simbolurile IT5, IT6, ... IT16. Mărimile acestor toleranţe, în numere k de unităţi, sînt date în tabelul 6.2.

Tabelul 6.2

Mărimile toleranţelor fundamentale IT5, ..., IT16 (după STAS 8101-68)

Simbolul toleranţei fundamentale	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16
Valori, µm	7i	10i	16i	25i	40i	64i	100i	160i	250i	400i	640i	1 000i

Toleranţele fundamentale IT01, IT0 şi IT1 se calculează cu relaţiile din tabelul 6.3. Toleranţele fundamentale pentru preciziile 2, 3 şi 4 se stabilesc aproximativ în progresie geometrică între IT1 şi IT5. Valorile toleranţelor fundamentale pentru toate intervalele de dimensiuni (diametre) nominale pînă la 500 mm şi pentru toate cele 18 trepte de precizie sînt date în tabelul 6.4. Preciziile cu toleranţe IT01, IT0, IT1, ..., IT7 se utilizează, de regulă, pentru dimensiunile calibrelor, pentru dimensiunile pieselor din mecanica de precizie şi mecanica fină etc. În construcţiile de maşini obişnuite, diametrele pieselor care formează ajustaje se realizează cu toleranţe de la IT5 la IT12, iar dimensiunile suprafeţelor libere (care nu formează ajustaje), precum şi dimensiunile semifabricatelor forjate, turnate etc. se realizează cu toleranţe de la IT12 la IT16. De menţionat că, în procesul de prelucrare a pieselor, dimensiunile trec succesiv, de la precizia iniţială, prin precizii din ce în ce mai înalte, pînă la precizia finală. Astfel, o piesă cilindrică oarecare, care în final va fi rectificată la o toleranţă IT6, este supusă unor operaţii prealabile şi trece succesiv prin diferite precizii, pornind de exemplu, de la precizia 15 a semifabricatului.

— Pentru gama de dimensiuni (diametre) nominale peste 500 la 3 150, mm, se prevăd 11 trepte de precizie, denumite, pe scurt, *precizii* şi notate în ordinea

Tabelul 6.3

Toleranţele fundamentale IT01 IT0 şi IT1 (după STAS 8101-68)

Simbolul toleranţei fundamentale	IT01	IT0	IT1
Valori în µm, pentru D în mm	$0{,}3+0{,}008\,D$	$0{,}5+0{,}012\,D$	$0{,}8+0{,}020\,D$

Tabelul 6.4.

Toleranţele fundamentale IT, în µm (după STAS 8101-68)

Nr. crt.	Intervale de dimensiuni \ Simbolul toleranţei fundamentale	IT01	IT0	IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16
1.	pînă la 3	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600
2.	peste 3 pînă la 6	0,4	0,6	1,0	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750
3.	peste 6 pînă la 10	0,4	0,6	1,0	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900
4.	peste 10 pînă la 18	0,5	0,8	1,2	2,0	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1 100
5.	peste 18 pînă la 30	0,6	1,0	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1 300
6.	peste 30 pînă la 50	0,6	1,0	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1 000	1 600
7.	peste 50 pînă la 80	0,8	1,2	2,0	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1 200	1 900
8.	peste 80 pînă la 120	1,0	1,5	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1 400	2 200
9.	peste 120 pînă la 180	1,2	2	3,5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1 000	1 600	2 500
10.	peste 180 pînă la 250	2,0	3	4,5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1 150	1 850	2 900
11.	peste 250 pînă la 315	2,5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1 300	2 100	3 200
12.	peste 315 pînă la 400	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1 400	2 300	3 600
13.	peste 400 pînă la 500	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1 550	2 500	4 000

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 6.5

Mărimile toleranţelor fundamentale IT6 . . ., IT16 (după STAS 8101-68)

Simbolul toleranţei fundamentale	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16
Valori, µm	10I	16I	25I	40I	64I	100I	160I	250I	400I	640I	1000I

Tabelul 6.6

Toleranţele fundamentale, în µm pentru dimensiuni peste 500 la 3 150 (după STAS 8108-68)

Nr. crt.	Simbolul toleranţei fundamentale / Intervale de dimensiuni	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16
		Valori, µm						Valori, mm				
1.	peste 500 la 630	44	70	110	175	280	440	0,7	1,10	1,75	2,8	4,4
2.	peste 630 la 800	50	80	125	200	320	500	0,8	1,25	2,0	3,2	5,0
3.	peste 800 la 1 000	56	90	140	230	360	560	0,9	1,40	2,3	3,6	5,6
4.	peste 1 000 la 1 250	66	105	165	260	420	660	1,05	1,65	2,6	4,2	6,6
5.	peste 1 250 la 1 600	78	125	195	310	500	780	1,25	1,95	3,1	5,0	7,8
6.	peste 1 600 la 2 000	92	150	230	370	600	920	1,50	2,3	3,7	6,0	9,2
7.	peste 2 000 la 2 500	110	175	280	440	700	1 100	1,75	2,8	4,4	7,0	11,0
8.	peste 2 500 la 3 150	135	210	330	540	860	1 350	2,1	3,3	5,4	8,6	13,5

descrescîndă a preciziei, respectiv în ordinea crescîndă a toleranţei cu numerele 6 pînă la 16. Toleranţa se calculează cu relaţia (6.4), obţinîndu-se toleranţele fundamentale notate respectiv cu simbolurile IT6 pînă la IT16. Mărimile acestor toleranţe, în numere *k* de unităţi I, sînt date în tabelul 6.5, iar valorile toleranţelor fundamentale pentru toate intervalele de dimensiuni (diametre) peste 500 pînă la 3 150 mm şi pentru toate cele 11 trepte de precizie sînt date în tabelul 6.6 [fără a mai fi necesar calculul cu ajutorul relaţiei (6.4)].

Caracteristica 4 — regimul de temperatură la control. Valorile absolute efective sau abaterile efective ale dimensiunilor, determinate prin măsurare sau control, sînt considerate ca atare numai dacă, conform STAS şi ISO, în timpul măsurării sau al controlului temperatura piesei care se măsoară, a mijlocului de măsurare şi a mediului înconjurător este de 20 °C. În funcţie de importanţa funcţională şi de materialul piesei, de toleranţa prescrisă la dimensiune, de felul şi eroarea de indicaţie a mijlocului de măsurare etc., se admit abateri (în plus şi în minus) de la temperatura de referinţă de 20 °C, care, în mod obişnuit pot avea limite de la ±0,1 °C la ±1 °C. În cazuri mai deosebite, aceste abateri trebuie să fie sub 0,1 °C sau pot ajunge la cîteva grade. Abaterile efective mai mari decît cele admise pot duce la apariţia unor erori mari, cu consecinţe grave, în determinarea dimensiunilor efective sau a abaterilor efective ale dimensiunilor. Cînd este necesar, fie se aplică diferite măsuri de asigurare a temperaturii de referinţă standardizate (de exemplu, termostatarea încăperilor şi răcirea pieselor), fie se calculează erorile datorate diferenţei faţă de temperatura de referinţă şi se aplică corecţiile respective.

Scanned with OKEN Scanner

Caracteristica 5 — ajustajele şi simbolurile pieselor şi ale ajustajelor. După cum s-a arătat, piesele formează, prin asamblare, ajustaje corespunzătoare toleranţelor prescrise la dimensiuni şi rolului funcţional prevăzut. Pentru aceasta, în sistemul ISO sînt prevăzute, pentru alezaje şi arbori, cîte 28 de poziţii ale cîmpului de toleranţă faţă de linia zero ; aceste poziţii au ca simboluri litere mari A, B, C, . . ., Z, ZA, ZB, ZC pentru alezaje şi litere mici a, b, c, . . ., z, za, zb, zc pentru arbori (tab, 6.7). Din motive lesne de înţeles, nu sînt folosite literele I, L, O, Q, W şi respectiv i, l, o, q, w. Simbolul H aparţine alezajului unitar (A_i=0), iar simbolul h arborelui unitar (a_s=0).

Tabelul 6.7

Simbolurile poziţiilor cîmpurilor de toleranţă (după STAS 8100-68)

Alezaje	A	B	C	CD	D	E	EF	F	FG	G	H	J_s	J	K	M	N	P	R	S	T	U	V	X	Y	Z	ZA	ZB	ZC
Arbori	a	b	c	cd	d	e	ef	f	fg	g	h	j_s	j	k	m	n	p	r	s	t	u	v	x	y	z	za	zb	zc
dau ajustaje	cu joc											intermediare					cu stringere											

Indiferent de precizie, pentru fiecare simbol literal şi pentru fiecare interval de dimensiuni (diametre) nominale poziţia cîmpului de toleranţă este determinată de valoarea absolută şi semnul abaterii limită fundamentale, care este abaterea limită cea mai apropiată de linia zero. Astfel, pentru arborii de la a la h (inclusiv), abaterea fundamentală este a_s ; pentru arborii j_s (j simetric), la care toleranţa este aşezată simetric faţă de linia zero, amîndouă abaterile sînt egale, în valoare absolută, cu 1/2 IT, dar cu semne diferite. Pentru arborii de la j la zc, abaterea fundamentală este a_i. Pentru alezajele de la A la H (inclusiv), abaterea fundamentală este $A_i=-a_s$ (a_s fiind abaterea fundamentală a arborilor de la a la h), la alezajul J_s toleranţa este simetrică faţă de linia zero, iar pentru alezajele de la J la ZC, abaterea fundamentală este $A_s=-a_i$ (a_i fiind abaterea fundamentală a arborilor de la j la zc).

Cealaltă abatere limită a arborilor, respectiv a alezajelor se calculează cu abaterea fundamentală şi cu toleranţa fundamentală, folosind relaţiile cunoscute.

Faţă de cele stabilite mai înainte, în STAS sînt prevăzute următoarele excepţii :

— pentru alezajele N, preciziile 9 . . . 16, la dimensiuni peste 3 mm, abaterea fundamentală este $A_s=0$;

— pentru alezajele K, L, M şi N, preciziile 01, 0, 1 . . . 8 şi alezajele P . . . ZC, preciziile 01, 0, 1 . . . 7, la dimensiuni peste 3 mm, abaterea fundamentală $A_s=-a_i+\Delta$, în care $\Delta=IT_n-IT_{n-1}$ este diferenţa dintre toleranţa fundamentală a preciziei considerate şi toleranţa fundamentală a preciziei imediat mai fine.

Abaterile fundamentale ale cîmpurilor de toleranţă variază de la un simbol la altul şi de la un interval de dimensiuni la altul, indiferent de precizie, respectiv de mărimea toleranţei.

Cîmpurile de toleranţă care au simbolurile de la A la H şi respectiv de la a la h dau, împreună cu cîmpul de toleranţă al piesei unitare (arborele h şi

Scanned with OKEN Scanner

respectiv alezajul H), ajustaje cu joc, deoarece în toate aceste cazuri cîmpul de toleranță al alezajului se află complet deasupra cîmpului de toleranță al arborelui, ceea ce înseamnă că diametrul minim al alezajului D_{min} este mai mare sau cel puțin egal cu diametrul maxim al arborelui d_{max} ($D_{min} \geqslant d_{max}$).

Cîmpurile de toleranță care au simbolurile de la J_s la M și respectiv de la j_s la m dau, împreună cu cîmpul de toleranță al piesei unitare corespunzătoare, ajustaje intermediare.

Cîmpurile de toleranță de la S la ZC, respectiv de la s la zc dau, împreună cu cîmpul de toleranță al piesei unitare pereche, ajustaje cu stringere, deoarece cîmpul de toleranță al alezajului se află complet sub cîmpul de toleranță al arborelui ($D_{max} < d_{min}$ respectiv $A_s < a_i$).

Cîmpurile de toleranță N, P și R, respectiv n, p și r dau, împreună cu cîmpul de toleranță al piesei unitare pereche, ajustaje cu stringere la precizii mari (toleranțe mici) și ajustaje intermediare la precizii mici (toleranțe mari). Acest lucru este exemplificat cu ajustajele ⌀ 60 H7/p6 (cu stringere — fig. 63, *a*) și ⌀60 H8/p7 (intermediar — fig. 6.3, *b*).

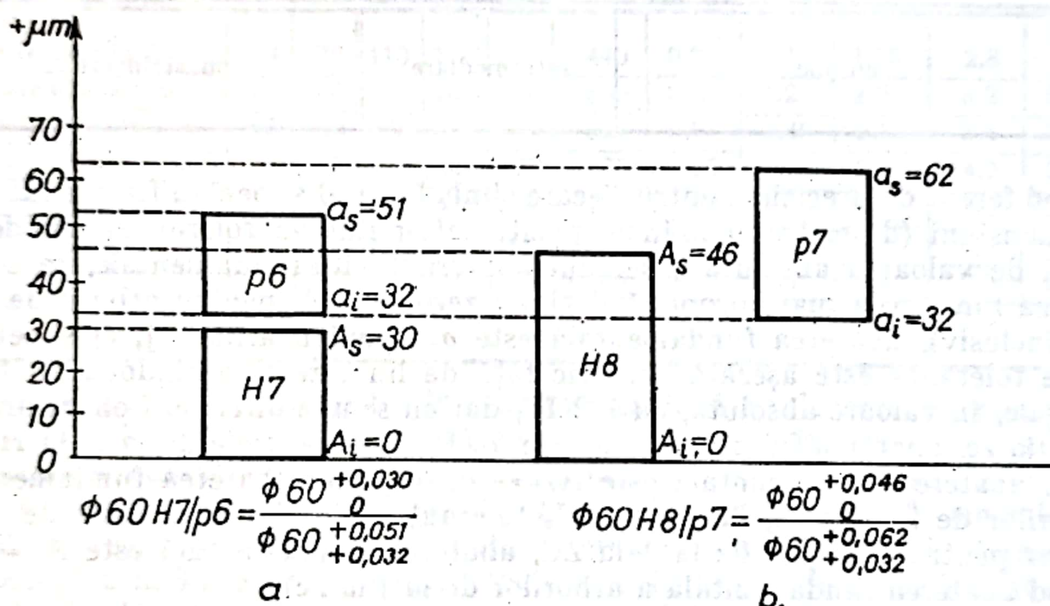


Fig. 6.3. Ajutajul H/p.

În figura 6.4 sînt prezentate principial, prin abaterile fundamentale, pozițiile cîmpurilor de toleranță ale alezajelor de la A la ZC (fig. 6.4, *a*) și ale arborilor de la a la zc (fig. 6.4, *b*).

Pentru asigurarea interschimbabilității produselor și pentru raționalizarea fabricației și exploatării sculelor și verificatoarelor fixe, pentru dimensiunile (diametrele) pînă la 500 mm ISO prevede cîmpuri de toleranță preferențiale și ajustaje preferențiale, care acoperă, în marea majoritate a cazurilor, necesitățile practice. În acest scop, cîmpurile de toleranță (simbolurile) preferențiale pentru alezaje și pentru arbori au fost clasificate în două șiruri: 1 și 2. Se recomandă să se aleagă, în primul rînd cîmpuri de toleranță (simboluri) pentru alezaje și arbori din șirul 1, iar cînd acestea nu permit rezolvarea problemei, se vor alege cîmpuri de toleranță (simboluri) dintre cele cuprinse în șirul 2. Dacă nici acestea nu satisfac, se vor alege cîmpuri de toleranță (simboluri) dintre cele nepreferențiale.

Scanned with OKEN Scanner

Din combinarea cîmpurilor de toleranţă (simbolurilor) preferenţiale ale alezajelor cu cîmpurile de toleranţă (simbolurile) preferenţiale ale arborilor se obţin ajustaje preferenţiale, care se consideră că reprezintă soluţii optime pentru obţinerea jocurilor şi strîngerilor la asamblarea pieselor.

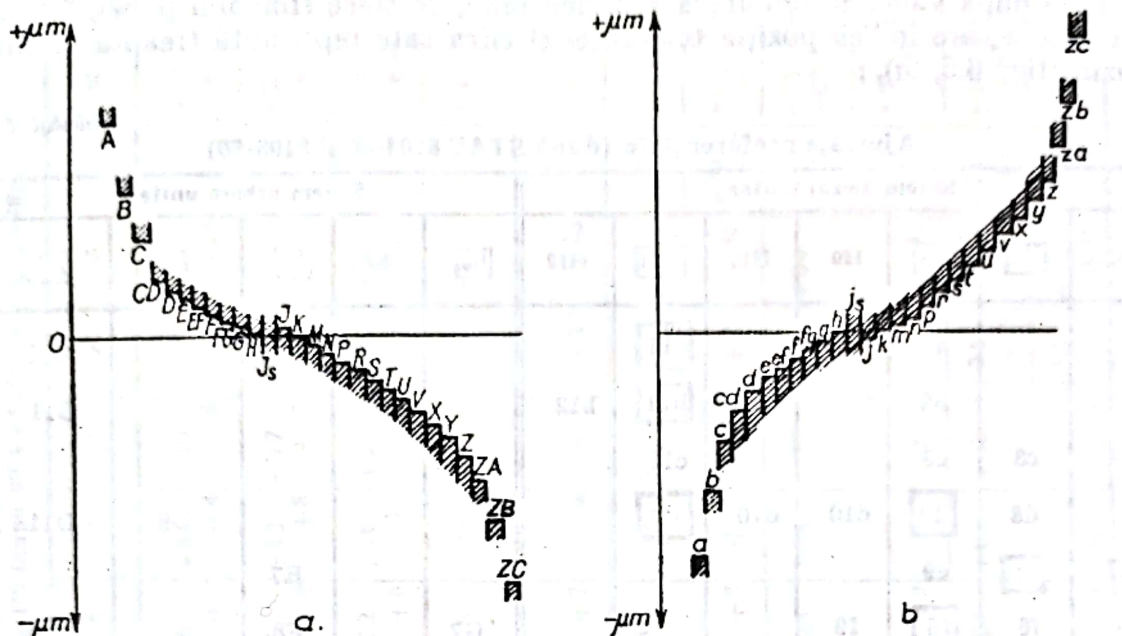


Fig. 6.4. Poziţiile cîmpurilor de toleranţă.

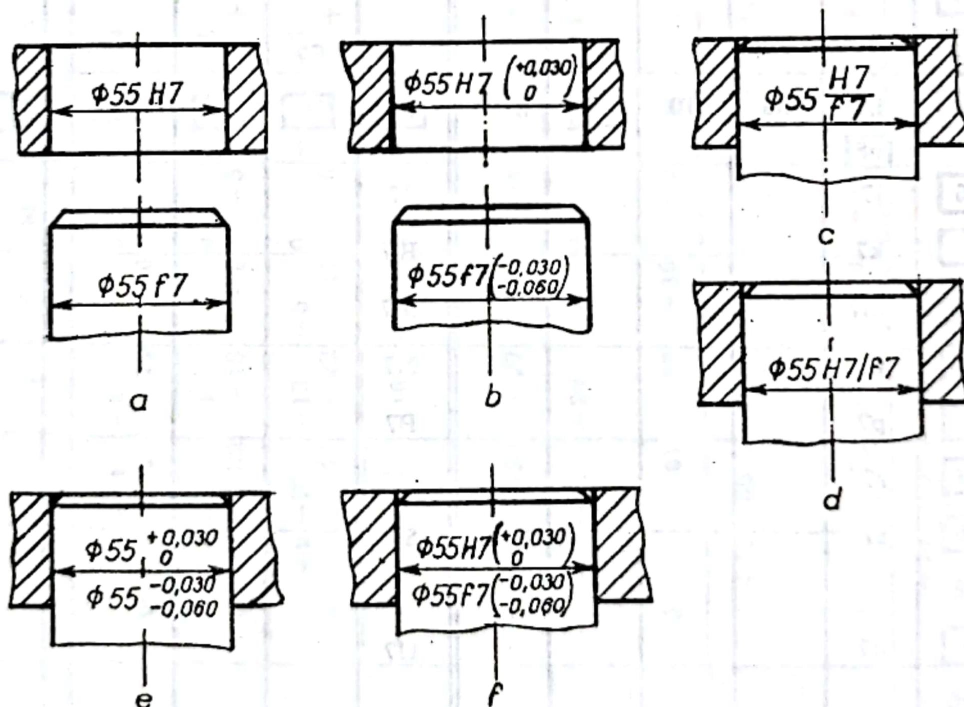


Fig. 6.5. Înscrierea pe desene a toleranţelor şi ajustajelor în sistemul ISO.

În tabelul 6.8 sînt date simbolurile preferenţiale ale alezajelor şi arborilor, care formează ajustaje preferenţiale în sistem alezaj unitar şi respectiv în arbore unitar: simbolurile alezajelor şi arborilor din şirul 1, care formează ajustaje preferenţiale de gradul 1, sînt încadrate în chenar.

Scanned with OKEN Scanner

În tabelele 6.9—6.13 sînt date valorile abaterilor limită la dimensiunile (diametrele) pieselor care formează ajustaje preferențiale ISO.

Înscrierea toleranțelor și ajustajelor pe desenele de execuție respectiv de ansamblu se poate face în diferite feluri, după următoarele reguli:

— după valoarea nominală a dimensiunii, se trece simbolul piesei, format din litera care indică poziția toleranței și cifra care reprezintă treapta de precizie (fig. 6.5, *a*), ;

Tabelul 6.8

Ajustaje preferențiale (după STAS 8104-60 și 8105-60)

Sistem alezaj unitar							Sistem arbore unitar				
H6	H7	H8	H9	H10	H11	H12	h6	h7	h8	h9	h11
		a9			a11						A11
		b9			b11	b12					B11
	c8	c9			c11						
	d8	d9	d10	d10	d11					D8	D11
e7	e8	e9							E7		
f6	f6	f8	f9				G7		F8		
	f7										
g5	g6							F7			
h5	h6	h7	h9	h10	h11	h12	H7	H8	H8	H9	H11
		h8									
j5	j6	j7					J7				
k5	k6	k7					K7				
m5	m6	m7					M7				
n5	n6	n7					N7				
p5	p6	p7					P7				
r5	r6	r7					R7				
s5	s6	s7					S7				
t5	t6										
u5	u6	u7					U7				
v5	v6										
x5	x6	x7					X7				
	y6	y7									
	z6	z7					Z7				

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 6.9

Valori în μm, ale abaterilor limită la dimensiunile (diametrele) pieselor care formează ajustaje preferențiale în sistem alezaj unitar H6 (după STAS 8102-68 și 8103-68)

Dimensiuni nominale, mm	H6	e7	f6	g5	h5	j5	k5	m5	n5	p5	r5	s5	t5	u5	v5	x5
pînă la 3	+6 0	−14 −24	−6 −12	−2 −6	0 −4	+2 −2	+4 0	+6 +2	+8 +4	+10 +6	+14 +10	+18 +14	—	+22 +18	—	+24 +20
peste 3 la 6	+8 0	−20 −32	−10 −18	−4 −9	0 −5	+3 −2	+6 +1	+9 +4	+13 +8	+17 +12	+20 +15	+24 +19	—	+28 +23	—	+33 +28
peste 6 la 10	+9 0	−25 −40	−13 −22	−5 −11	0 −6	+4 −2	+7 +1	+12 +6	+16 +10	+21 +15	+25 +19	+29 +23	—	+34 +28	—	+40 +34
peste 10 la 14	+11 0	−32 −50	−16 −27	−6 −14	0 −8	+5 −3	+9 +1	+15 +7	+20 +12	+26 +18	+31 +23	+36 +28	—	+41 +33	—	+53 +45
peste 14 la 18													—		+47 +39	+58 +50
peste 18 la 24	+13 0	−40 −61	−20 −33	−7 −16	0 −9	+5 −4	+11 +2	+17 +8	+24 +15	+31 +22	+37 +28	+44 +35	—	+50 +41	+56 +47	+63 +54
peste 24 la 30													+50 +41	+57 +48	+64 +55	+73 +64
peste 30 la 40	+16 0	−50 −75	−25 −41	−9 −20	0 −11	+6 −5	+13 +2	+20 +9	+28 +17	+37 +26	+45 +34	+54 +43	+59 +48	+71 +60	+79 +68	+91 +80
peste 40 la 50													+65 +54	+81 +70	+92 +81	+108 +97
peste 50 la 65	+19 0	−60 −90	−30 −49	−10 −23	0 −13	+6 −7	+15 +2	+24 +11	+33 +20	+45 +32	+54 +41	+66 +53	+79 +66	+100 +87	+115 +102	+135 +122
peste 65 la 80											+56 +43	+72 +59	+88 +75	+115 +102	+133 +120	+159 +146

Tabelul 6.9 (continuare)

Dimensiuni nominale, mm	H6	e7	f6	g5	h5	j5	k5	m5	n5	p5	r5	s5	t5	u5	v5	xb
peste 80 la 100	+22	−72	−36	−12	0	+6	+18	+28	+38	+52	+66 +51	+86 +71	+106 +91	+139 +124	+161 +146	+193 +178
peste 100 la 120	0	−107	−58	−27	−15	−9	+3	+13	+23	+37	+69 +54	+94 +79	+119 +104	+159 +144	+187 +172	+225 +210
peste 120 la 140	+25	−85	−43	−14	0	+7	+21	+33	+45	+61	+81 +63	+110 +92	+140 +122	+188 +170	+220 +202	+266 +248
peste 140 la 160											+83 +65	+118 +100	+152 +134	+208 +190	+246 +228	+298 +280
peste 160 la 180	0	−125	−68	−32	−18	−11	+3	+15	+27	+43	+86 +68	+126 +108	+164 +146	+228 +210	+270 +252	328 +310
peste 180 la 200	+29	−100	−50	−15	0	+7	+24	+37	+51	+70	+97 +77	+142 +122	+186 +166	+256 +236	+304 +284	+370 +350
peste 200 la 225											+100 +80	+150 +130	+200 +180	+278 +258	+330 +310	+405 +385
peste 225 la 250	0	−146	−79	−35	−20	−13	+4	+17	+31	+50	+104 +84	+160 +140	+216 +196	+304 +284	+360 +340	+445 +425
peste 250 la 280	+32	−110	−56	−17	0	+7	+27	+43	+57	+79	+117 +94	+181 +158	+241 +218	+338 +315	+408 +385	+498 +475
peste 280 la 315	0	−162	−88	−40	−23	−16	+4	+20	+34	+56	+121 +98	+193 +170	+263 +240	+373 +350	+448 +425	+548 +525
peste 315 la 355	+36	−125	−62	−18	0	+7	+29	+46	+62	+87	+133 +108	+215 +190	+293 +268	+415 +390	+500 +475	+615 +590
peste 355 la 400	0	−182	−98	−43	−25	−18	+4	+21	+37	+62	+139 +114	+233 +208	+319 +294	+460 +435	+555 +530	+685 +660
peste 400 la 450	+40	−135	−68	−20	0	+7	+32	+50	+67	+95	+153 +126	+259 +232	+357 +330	+517 +490	+622 +595	+767 +740
peste 450 la 500	0	−198	−108	−47	−27	−20	+5	+23	+40	+68	+159 +132	+279 +252	+387 +360	+567 +540	+687 +660	+847 +820


Scanned with OKEN Scanner

— după valoarea nominală şi simbolul cîmpului de toleranţă, între paranteze se înscriu valorile, în mm, ale abaterilor limită (fig. 6.5, *b*);

— simbolul ajustajului este scris, după valoarea nominală a dimensiunii, sub formă de fracţie: la numărător se scrie simbolul alezajului, iar la numitor simbolul arborelui (fig. 6.5, *c*); fracţia poate fi scrisă şi ca în figura 6.5, *d*;

— în locul simbolurilor, pot fi înscrise numai valorile abaterilor limită ale celor două piese (fig. 6.5, *e*);

— ajustajul se scrie sub formă de fracţie, dar, atît la numărător, cît şi la numitor, după valoarea nominală se scrie simbolul cîmpului de toleranţă şi, între paranteze, valorile abaterilor limită ale celor două piese (fig. 6.5, *f*)

6.3. SISTEMUL STAS DE TOLERANŢE ŞI AJUSTAJE

În prezent, sistemul STAS de toleranţe şi ajustaje pentru piesele şi asamblările cilindrice lise, calibrele pieselor cilindrice lise, filetele metrice şi ajustajele de montaj ale rulmenţilor se aplică numai la produsele a căror documentaţie tehnică (proiecte şi procese tehnologice) a fost elaborată şi aprobată înainte de 1 ianuarie 1969. Totodată, se recomandă ca, în cazul folosirii documentaţiei vechi, toleranţele şi ajustajele STAS să fie echivalate sau înlocuite cu toleranţe şi ajustaje ISO.

Sistemul STAS prevede toleranţe şi ajustaje separat pentru gamele de dimensiuni (diametre) nominale de la 1 la 500 mm şi peste 500 la 10 000 mm.

Ca şi sistemul ISO, sistemul STAS cuprinde ajustaje în sistem alezaj unitar şi ajustaje în sistem arbore unitar; criteriile, pe baza cărora ajustajele se aleg într-un sistem sau altul, sînt aceleaşi. Toleranţa la dimensiunea (diametrul) alezajului unitar se află deasupra liniei zero ($D_{min}=N$ şi $A_i=0$), iar toleranţa la dimensiunea (diametrul) arborelui unitar se află sub linia zero ($d_{max}=N$ şi $a_s=0$).

Unitatea de toleranţă se calculează cu relaţiile:

— pentru dimensiuni (diametre) nominale de la 1 la 500 mm,

$$i_{STAS}=0,5\sqrt[3]{D}\ [\mu m]; \qquad (6.5)$$

— pentru dimensiuni (diametre) nominale peste 500 la 10 000 mm,

$$I_{STAS}=0,45\sqrt[3]{D}+0,001\ D\ [\mu m], \qquad (6.6)$$

în care, sub radical, valoarea dimensiunii (diametrului) D se ia în mm.

Gama de dimensiuni (diametre) *nominale* de la 1 la 500 mm este împărţită în 12 intervale principale, iar gama de dimensiuni (diametre) nominale peste 500 la 10 000 mm în 13 intervale principale. Unitatea de toleranţă se calculează pe baza valorii medii aritmetice a limitelor intervalului şi este aceeaşi pentru toate dimensiunile (diametrele) nominale din intervalul respectiv.

Mărimile cîmpului de toleranţă sînt stabilite, pentru construcţiile de maşini obişnuite, prin zece clase de precizie, notate cu cifre de la 1 la 10, în ordinea creşterii toleranţei, respectiv în ordinea micşorării preciziei. În fiecare clasă de precizie, toleranţa este egală cu un anumit număr de unităţi de toleranţă, dar, în cadrul aceleiaşi clase de precizie, pot exista diferenţe între mărimile toleranţelor pentru diferite ajustaje. Cele zece clase de precizie se împart în două grupe: 1—7 pentru dimensiunile (diametrele) suprafeţelor de contact

Scanned with OKEN Scanner

Valori, în µm, ale abaterilor limită la dimensiunile (diametrele) pieselor care formează

Dimensiuni nominale, mm	H7	c8	d8	e8	f7	f6	g6	h6	j6
pînă la 3	+10 0	−60 −74	−20 −34	−14 −28	−6 −16	−6 −12	−2 −8	0 −6	+4 −2
peste 3 la 6	+12 0	−70 −88	−30 −48	−20 −38	−10 −22	−10 −18	−4 −12	0 −8	+6 −2
peste 6 la 10	+15 0	−80 −102	−40 −62	−25 −47	−13 −28	−13 −22	−5 −14	0 −9	+7 −2
peste 10 la 14	+18 0	−95 −122	−50 −77	−32 −59	−16 −34	−16 −27	−6 −17	0 −11	+8 −3
peste 14 la 18									
peste 18 la 24	+21 0	−110 −143	−65 −98	−40 −73	−20 −41	−20 −33	−7 −20	0 −13	+9 −4
peste 24 la 30									
peste 30 la 40	+25 0	−120 −159	−80 −119	−50 −89	−25 −50	−25 −41	−9 −25	0 −16	+11 −5
peste 40 la 50		−130 −169							
peste 50 la 65	+30 0	−140 −186	−100 −146	−60 −106	−30 −60	−30 −49	−10 −29	0 −19	+12 −7
peste 65 la 80		−150 −196							
peste 80 la 100	+35 0	−170 −224	−120 −174	−72 −126	−36 −71	−36 −58	−12 −34	0 −22	+13 −9
peste 100 la 120		−180 −234							
peste 120 la 140	+40 0	−200 −263	−145 −208	−85 −148	−43 −83	−43 −68	−14 −39	0 −25	+14 −11
peste 140 la 160		−210 −273							
peste 160 la 180		−230 −293							
peste 180 la 200	+46 0	−240 −312	−170 −242	−100 −172	−50 −96	−50 −79	−15 −44	0 −29	+16 −13
peste 200 la 225		−260 −332							
peste 225 la 250		−280 −352							
peste 250 la 280	+52 0	−300 −381	−190 −271	−110 −191	−56 −108	−56 −88	−17 −49	0 −32	+16 −16
peste 280 la 315		−330 −411							
peste 315 la 355	+57 0	−360 −449	−210 −299	−125 −214	−62 −119	−62 −98	−18 −54	0 −36	+18 −18
peste 355 la 400		−400 −489							
peste 400 la 450	+63 0	−440 −537	−230 −327	−135 −232	−68 −131	−68 −108	−20 −60	0 −40	+20 −20
peste 450 la 500		−480 −577							

ajustaje în sistem alezaj unitar H7 (după STAS 8102-68 şi 8103-68) *Tabelul 6.10*

k6	m6	n6	p6	r6	s6	t6	u6	v6	x6	y6	z6
+6 0	+8 +2	+10 +4	+12 +6	+16 +10	+20 +14	—	+24 +18	—	+26 +20	—	+32 +26
+9 +1	+12 +4	+16 +8	+20 +12	+23 +15	+27 +19	—	+31 +23	—	+36 +28	—	+43 +35
+10 +1	+15 +6	+19 +10	+24 +15	+28 +19	+32 +23	—	+37 +28	—	+43 +34	—	+51 +42
+12 +1	+18 +7	+23 +12	+29 +18	+34 +23	+39 +28	—	+44 +33	—	+51 +40	—	+61 +50
								+50 +39	+56 +45	—	+71 +60
+15 +2	+21 +8	+28 +15	+35 +22	+41 +28	+48 +35	—	+54 +41	+60 +47	+67 +54	+76 +63	+86 +73
						+54 +41	+61 +48	+68 +55	+77 +64	+88 +75	+101 +88
+18 +2	+25 +9	+33 +17	+42 +26	+50 +34	+59 +43	+64 +48	+76 +60	+84 +68	+96 +80	+110 +94	+128 +112
						+70 +54	+86 +70	+97 +81	+113 +97	+130 +114	+152 +136
+21 +2	+30 +11	+39 +20	+51 +32	+60 +41	+72 +53	+85 +66	+106 +87	+121 +102	+141 +122	+163 +144	+191 +172
				+62 +43	+78 +59	+94 +75	+121 +102	+139 +120	+165 +146	+193 +174	+229 +210
+25 +3	+35 +13	+45 +23	+59 +37	+73 +51	+93 +71	+113 +91	+146 +124	+168 +146	+200 +178	+236 +214	+280 +258
				+76 +54	+101 +79	+126 +104	+166 +144	+194 +172	+232 +210	+276 +254	+332 +310
+28 +3	+40 +15	+52 +27	+68 +43	+88 +63	+117 +92	+147 +122	+195 +170	+227 +202	+273 +248	+325 +300	+390 +365
				+90 +65	+125 +100	+159 +134	+215 +190	+253 +228	+305 +280	+365 +340	+440 +415
				+93 +68	+133 +108	+171 +146	+235 +210	+277 +252	+335 +310	+405 +380	+490 +465
+33 +4	+46 +17	+60 +31	+79 +50	+106 +77	+151 +122	+195 +166	+265 +236	+313 +284	+379 +350	+454 +425	+549 +520
				+109 +80	+159 +130	+209 +180	+287 +258	+339 +310	+414 +385	+499 +470	+604 +575
				+113 +84	+169 +140	+225 +196	+313 +284	+369 +340	+454 +425	+549 +520	+669 +640
+36 +4	+52 +20	+66 +34	+88 +56	+126 +94	+190 +158	+250 +218	+347 +315	+417 +385	+507 +475	+612 +580	+742 +710
				+130 +98	+202 +170	+272 +240	+382 +350	+457 +425	+557 +525	+682 +650	+822 +790
+40 +4	+57 +21	+73 +37	+98 +62	+144 +108	+226 +190	+304 +268	+426 +390	+511 +475	+626 +590	+766 +730	+936 +900
				+150 +114	+244 +208	+330 +294	+471 +435	+566 +530	+696 +660	+856 +820	+1 036 +1 000
+45 +5	+63 +23	+80 +40	+108 +68	+166 +126	+272 +232	+370 +330	+530 +490	+635 +595	+780 +740	+960 +920	+1 140 +1 100
				+172 +132	+292 +252	+400 +360	+580 +540	+700 +660	+860 +820	+1 040 +1 000	+1 290 +1 250

Scanned with OKEN Scanner

Valori, în µm, ale abaterilor limită la dimensiunile (diametrele) pieselor care

Dimensiuni nominale, mm	H11	a9	b9	c9	d9	e9	f8	h8
pînă la 3	+14 / 0	−270 / −295	−140 / −165	−60 / −85	−20 / −45	−14 / −39	−6 / −20	0 / −14
peste 3 la 6	+18 / 0	−270 / −300	−140 / −170	−70 / −100	−30 / −60	−20 / −50	−10 / −28	0 / −18
peste 6 la 10	+22 / 0	−280 / −316	−150 / −186	−80 / −116	−40 / −76	−25 / −61	−13 / −35	0 / −22
peste 10 la 14	+27 / 0	−290 / −333	−150 / −193	−95 / −138	−50 / −93	−32 / −75	−16 / −43	0 / −27
peste 14 la 18								
peste 18 la 24	+33 / 0	−300 / −352	−160 / −212	−110 / −162	−65 / −117	−40 / −92	−20 / −53	0 / −33
peste 24 la 30								
peste 30 la 40	+39 / 0	−310 / −372	−170 / −232	−120 / −182	−80 / −142	−50 / −112	−25 / −64	0 / −39
peste 40 la 50		−320 / −382	−180 / −242	−130 / −192				
peste 50 la 65	+46 / 0	−340 / −414	−190 / −264	−140 / −214	−100 / −174	−60 / −134	−30 / −76	0 / −46
peste 65 la 80		−360 / −434	−200 / −274	−150 / −224				
peste 80 la 100	+54 / 0	−380 / −467	−220 / −307	−170 / −257	−120 / −207	−72 / −159	−36 / −90	0 / −54
peste 100 la 120		−410 / −497	−240 / −327	−180 / −267				
peste 120 la 140	+63 / 0	−460 / −560	−260 / −360	−200 / −300	−145 / −245	−85 / −185	−43 / −106	0 / −63
peste 140 la 160		−520 / −620	−280 / −380	−210 / −310				
peste 160 la 180		−580 / −680	−310 / −410	−230 / −330				
peste 180 la 200	+72 / 0	−660 / −775	−340 / −455	−240 / −355	−170 / −285	−100 / −215	−50 / −122	0 / −72
peste 200 la 225		−740 / −855	−380 / −495	−260 / −375				
peste 225 la 250		−820 / −935	−420 / −535	−280 / −395				
peste 250 la 280	+81 / 0	−920 / −1 050	−480 / −610	−300 / −430	−190 / −320	−110 / −240	−56 / −137	0 / −81
peste 280 la 315		−1 050 / −1 180	−540 / −670	−330 / −460				
peste 315 la 355	+89 / 0	−1200 / −1 340	−600 / −740	−360 / −500	−210 / −350	−125 / −265	−62 / −151	0 / −89
peste 355 la 400		−1350 / −1 490	−680 / −820	−400 / −540				
peste 400 la 450	+97 / 0	−1 500 / −1 655	−760 / −915	−440 / −595	−230 / −385	−135 / −290	−68 / −165	0 / −97
peste 450 la 500		−1 650 / −1805	−840 / −995	−480 / −635				

formează ajustaje în sistem alezaj unitar H8 (după STAS 8102-68 și 8103-68) *Tabelul 6.11*

h7	j7	k7	m7	n7	p7	r7	s7	u7	x7	y7	z7
0 / −10	+6 / −4	+10 / 0	—	+14 / +4	+16 / +6	+20 / +10	+24 / +14	+28 / +18	+30 / +20	—	+36 / +26
0 / −12	+8 / −4	+13 / +1	+16 / +4	+20 / +8	+24 / +12	+27 / +15	+31 / +19	+35 / +23	+40 / +28	—	+47 / +35
0 / −15	+10 / −5	+16 / +1	+21 / +6	+25 / +10	+30 / +15	+34 / +19	+38 / +23	+43 / +28	+49 / +34	—	+57 / +42
0 / −18	+12 / −6	+19 / +1	+25 / +7	+30 / +12	+36 / +18	+41 / +23	+46 / +28	+51 / +33	+58 / +40	—	+68 / +50
									+63 / +45	—	+78 / +60
0 / −21	+13 / −8	+23 / +2	+29 / +8	+36 / +15	+43 / +22	+49 / +28	+56 / +35	+62 / +41	+75 / +54	+84 / +63	+94 / +73
								+69 / +48	+85 / +64	+98 / +75	+109 / +88
0 / −25	+15 / −10	+27 / +2	+34 / +9	+42 / +17	+51 / +26	+59 / +34	+68 / +43	+85 / +60	+105 / +80	+119 / +94	+137 / +112
								+95 / +70	+122 / +97	+139 / +114	+161 / +136
0 / −30	+18 / −12	+32 / +2	+41 / +11	+50 / +20	+62 / +32	+71 / +41	+83 / +53	+117 / +87	+152 / +122	+174 / +144	+202 / +172
						+73 / +43	+89 / +59	+132 / +102	+176 / +146	+204 / +174	+240 / +210
0 / −35	+20 / −15	+38 / +3	+48 / +13	+58 / +23	+72 / +37	+86 / +51	+106 / +71	+159 / +124	+213 / +178	+249 / +214	+293 / +258
						+89 / +54	+114 / +79	+179 / +144	+245 / +210	+289 / +254	+345 / +310
0 / −40	+22 / −18	+43 / +3	+55 / +15	+67 / +27	+83 / +43	+103 / +63	+132 / +92	+210 / +170	+288 / +248	+340 / +300	+405 / +365
						+105 / +65	+140 / +100	+230 / +190	+320 / +280	+380 / +340	+455 / +415
						+108 / +68	+148 / +108	+250 / +210	+350 / +310	+420 / +380	+505 / +465
0 / −46	+25 / −21	+50 / +4	+63 / +17	+77 / +31	+96 / +50	+123 / +77	+168 / +122	+282 / +236	+396 / +350	+471 / +425	+566 / +520
						+126 / +80	+176 / +130	+304 / +258	+431 / +385	+516 / +470	+621 / +575
						+130 / +84	+186 / +140	+330 / +284	+471 / +425	+566 / +520	+686 / +640
0 / −52	+26 / −26	+56 / +4	+72 / +20	+86 / +34	+108 / +56	+146 / +94	+210 / +158	+367 / +315	+527 / +475	+632 / +580	+762 / +710
						+150 / +98	+222 / +170	+402 / +350	+577 / +525	+702 / +650	+842 / +790
0 / −57	+29 / −28	+61 / +4	+78 / +21	+94 / +37	+119 / +62	+165 / +108	+247 / +190	+447 / +390	+647 / +590	+787 / +730	+957 / +900
						+171 / +114	+265 / +208	+492 / +435	+717 / +660	+877 / +820	+1 057 / +1 000
0 / −63	+31 / −32	+68 / +5	+86 / +23	+103 / +40	+131 / +68	+189 / +126	+295 / +232	+553 / +490	+803 / +740	+983 / +920	+1163 / +1 100
						+195 / +132	+315 / +252	+603 / +540	+883 / +820	+1 063 / +1 000	+1 313 / +1 250

Valorile, în m, μ ale abaterilor limită la dimensiunile (diametrele) unitar H 9, H 10, H 11 și

Dimensiuni nominale, mm	H9	d10	f9	h9	H10	d10	h10	H11	a11
pînă la 3	+25 0	−20 −60	−6 −31	0 −25	+40 0	−20 −60	0 −40	+60 0	−270 −330
peste 3 la 6	+30 0	−30 −78	−10 −40	0 −30	+48 0	−30 −78	0 −48	+75 0	−270 −345
peste 6 la 10	+36 0	−40 −98	−13 −49	0 −36	+58 0	−40 −98	0 −58	+90 0	−280 −370
peste 10 la 14 peste 14 la 18	+43 0	−50 −120	−16 −59	0 −43	+70 0	−50 −129	0 −70	+110 0	−290 −400
peste 18 la 24 peste 24 la 30	+52 0	−65 −149	−20 −72	0 −52	+84 0	−65 −149	0 −84	+130 0	−300 −430
peste 30 la 40	+62 0	−80 −180	−25 −87	0 −62	+100 0	−80 −180	0 −100	+160 0	−310 −470
peste 40 la 50									−320 −480
peste 50 la 65	+74 0	−100 −220	−30 −104	0 −74	+120 0	−100 −220	0 −120	+190 0	−340 −530
peste 65 la 80									−360 −550
peste 80 la 100	+87 0	−120 −260	−36 −123	0 −87	+140 0	−120 −260	0 −140	+220 0	−380 −600
peste 100 la 120									−410 −630
peste 120 la 140	+100 0	−145 −305	−43 −143	0 −100	+160 0	−145 −305	0 −160	+250 0	−460 −710
peste 140 la 160									−520 −770
peste 160 la 180									−580 −830
peste 180 la 200	+115 0	−170 −355	−50 −165	0 −115	+185 0	−170 −355	0 −185	+290 0	−660 −950
peste 200 la 225									−740 −1030
peste 225 la 250									−820 −1 110
peste 250 la 280	+130 0	−190 −400	−56 −186	0 −130	+210 0	−190 −400	0 −210	+320 0	−920 −1 240
peste 280 la 315									−1 050 −1 370
peste 315 la 355	+140 0	−210 −440	−62 −202	0 −140	+230 0	−210 −440	0 −230	+360 0	−1 200 −1 560
peste 355 la 400									−1 350 −1 710
peste 400 la 450	+155 0	−230 −480	−68 −223	0 −155	+250 0	−230 −480	0 −250	+400 0	−1 500 −1 900
peste 450 la 500									−1 650 −2 050

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 6.12

pieselor care formează ajustaje preferențiale în sistem alezaj H 12 (după STAS 8102-62 și 8103-68)

b11	c11	d11	h11	H12	b12	h12
−140 −200	−60 −120	−20 −80	0 −60	+100 0	−140 −240	0 −100
−140 −215	−70 −145	−30 −105	0 −75	+120 0	−140 −260	0 −120
−150 −240	−80 −170	−40 −130	0 −90	+150 0	−150 −300	0 −150
−150 −260	−95 −205	−50 −160	0 −110	+180 0	−150 −330	0 −180
−160 −290	−110 −240	−65 −195	0 −130	+210 0	−160 −370	0 −210
−170 −330	−120 −280	−80	0	+250	−170 −420	0
−180 −340	−130 −290	−240	−160	0	−180 −430	−250
−190 −380	−140 −330	−100	0	+300	−190 −490	0
−200 −390	−150 −340	−290	−190	0	−200 −500	−300
−220 −440	−170 −390	−120	0	+350	−220 −570	0
−240 −460	−180 −400	−340	−220	0	−240 −590	−350
−260 −510	−200 −450	−145	0	+400	−260 −660	0
−280 −530	−210 −460				−280 −680	
−310 −560	−230 −480	−395	−250	0	−310 −710	−400
−340 −630	−240 −530	−170	0	+460	−340 −800	0
−380 −670	−260 −550				−380 −840	
−420 −710	−280 −570	−460	−290	0	−420 −880	−460
−480 −800	−300 −620	−190	0	+520	−480 −1000	0
−540 −860	−330 −650	−510	−320	0	−540 −1060	−520
−600 −960	−360 −720	−210	0	+570	−600 −1170	0
−680 −1 040	−400 −760	−570	−360	0	−680 −1250	−570
−760 −1 160	−440 −840	−230	0	+630	−760 −1390	0
−840 −1 240	−480 −880	−630	−400	0	−840 −1470	−630

Scanned with OKEN Scanner

Valori, în μm , ale abaterilor limită la dimensiunile (diametrele) pieselor care formează

Dimensiuni nominale, mm	h6	G7	H7	J7	K7	M7	N7	P7	R7	S7	U7	X7	Z7
pînă la 3	0 / −6	+12 / +2	+10 / 0	+4 / −6	0 / −10	−2 / −12	−4 / −14	−6 / −16	−10 / −20	−14 / −24	−18 / −28	−20 / −30	−26 / −36
peste 3 la 6	0 / −8	+16 / +4	+12 / 0	+6 / −6	+3 / −9	0 / −12	−4 / −16	−8 / −20	−11 / −23	−15 / −27	−19 / −31	−24 / −36	−31 / −43
peste 6 la 10	0 / −9	+20 / +5	+15 / 0	+8 / −7	+5 / −10	0 / −15	−4 / −19	−9 / −24	−13 / −28	−17 / −32	−22 / −37	−28 / −43	−36 / −51
peste 10 la 14	0 / −11	+24 / +6	+18 / 0	+10 / −8	+6 / −12	0 / −18	−5 / −23	−11 / −29	−16 / −34	−21 / −39	−26 / −44	−33 / −51	−43 / −61
peste 14 la 18												−38 / −56	−53 / −71
peste 18 la 24	0 / −13	+28 / +7	+21 / 0	+12 / −9	+6 / −15	0 / −21	−7 / −28	−14 / −35	−20 / −41	−27 / −48	−33 / −54	−46 / −67	−65 / −86
peste 24 la 30											−40 / −61	−56 / −77	−80 / −101
peste 30 la 40	0 / −16	+34 / +9	+25 / 0	+14 / −11	+7 / −18	0 / −25	−8 / −33	−17 / −42	−25 / −50	−34 / −59	−51 / −76	−71 / −96	−103 / −128
peste 40 la 50											−61 / −86	−88 / −113	−127 / −152
peste 50 la 65	0 / −19	+40 / +10	+30 / 0	+18 / −12	+9 / −21	0 / −30	−9 / −39	−21 / −51	−30 / −60	−42 / −72	−76 / −106	−111 / −141	−161 / −191
peste 65 la 80									−32 / −62	−48 / −78	−91 / −121	−135 / −165	−199 / −229
peste 80 la 100	0 / −22	+47 / +12	+35 / 0	+22 / −13	+10 / −25	0 / −35	−10 / −45	−24 / −59	−38 / −73	−58 / −93	−111 / −146	−165 / −200	−245 / −280
peste 100 la 120									−41 / −76	−66 / −101	−131 / −166	−197 / −232	−297 / −332
peste 120 la 140	0 / −25	+54 / +14	+40 / 0	+26 / −14	+12 / −28	0 / −40	−12 / −52	−28 / −68	−48 / −88	−77 / −117	−155 / −195	−233 / −273	−350 / −390
preste 140 la 160									−50 / −90	−85 / −125	−175 / −215	−265 / −305	−400 / −440
peste 160 la 180									−53 / −93	−93 / −133	−195 / −235	−295 / −335	−450 / −490
peste 180 la 200	0 / −29	+61 / +15	+46 / 0	+30 / −16	+13 / −33	0 / −46	−14 / −60	−33 / −79	−60 / −106	−105 / −151	−219 / −265	−333 / −379	−503 / −549
peste 200 la 225									−63 / −109	−113 / −159	−241 / −287	−368 / −414	−558 / −604
peste 225 la 250									−67 / −113	−123 / −169	−267 / −313	−408 / −454	−623 / −669
peste 250 la 280	0 / −32	+69 / +17	+52 / 0	+36 / −16	+16 / −36	0 / −52	−14 / −66	−36 / −88	−74 / −126	−138 / −190	−295 / −347	−455 / −507	−690 / −742
peste 280 la 315									−78 / −130	−150 / −202	−330 / −382	−505 / −557	−770 / −822
peste 315 la 355	0 / −36	+75 / +18	+57 / 0	+39 / −18	+17 / −40	0 / −57	−16 / −73	−41 / −98	−87 / −144	−169 / −226	−369 / −426	−569 / −626	−879 / −936
peste 355 la 400									−93 / −150	−187 / −244	−414 / −471	−639 / −696	−979 / −1036
peste 400 la 450	0 / −40	+83 / +20	+63 / 0	+43 / −20	−18 / −45	0 / −63	−17 / −80	−45 / 108	−103 / −166	−209 / −272	−467 / −530	−717 / −780	−1077 / −1140
peste 450 la 500									−109 / −172	−229 / −292	−517 / −580	−797 / −860	−1227 / −1290

ajustaje preferenţiale în sistem arbore unitar (după STAS 8102-68 şi 8103-68)

Tabelul 6.13

h7	F7	H8	h8	E7	F8	H8	h9	D8	H9	h11	A11	B11	D11	H11
0	+16	+14	0	+24	+20	+14	0	+34	+25	0	+330	+200	+80	+60
−10	+6	0	−14	+14	+6	0	−25	+20	0	−60	+270	+140	+20	0
0	+22	+18	0	+32	+28	+18	0	+48	+30	0	+345	+215	+105	+75
−12	+10	0	−18	+20	+10	0	−30	+30	0	−75	+270	+140	+30	0
0	+28	+22	0	+40	+35	+22	0	+62	+36	0	+370	+240	+130	+90
−15	+13	0	−22	+25	+13	0	−36	+40	0	−90	+280	+150	+40	0
0	+34	+27	0	+50	+43	+27	0	+77	+43	0	+400	+260	+160	+110
−18	+16	0	−27	+32	+16	0	−43	+50	0	−110	+290	+150	+50	0
0	+41	+33	0	+61	+53	+33	0	+98	+52	0	+430	+290	+195	+130
−21	+20	0	−33	+40	+20	0	−52	+65	0	−130	+300	+160	+65	0
0	+50	+39	0	+75	+64	+39	0	+119	+62	0	+470	+330	+240	+160
											+310	+170		
											+480	+340		
−25	+25	0	−39	+50	+25	0	−62	+80	0	−160	+320	+180	+80	0
0	+60	+46	0	+90	+76	+46	0	+146	+74	0	+530	+380	+290	+190
											+340	+190		
											+550	+390		
−30	+30	0	−46	+60	+30	0	−74	+100	0	−190	+360	+200	+100	0
0	+71	+54	0	+107	+90	+54	0	+174	+87	0	+600	+440	+340	+220
											+380	+220		
											+630	+460		
−35	+36	0	−54	+72	+36	0	−87	+120	0	−220	+410	+240	+120	0
0	+83	+63	0	+125	+106	+63	0	+208	+100	0	+710	+510	+395	+250
											+460	+260		
											+770	+530		
											+520	+280		
											+830	+560		
−40	+43	0	−63	+85	+43	0	−100	+145	0	−250	+580	+310	+145	0
0	+96	+72	0	+146	+122	+72	0	+242	+115	0	+950	+630	+460	+290
											+660	+340		
											+1030	+670		
											+740	+380		
											+1110	+710		
−46	+50	0	−72	+100	+50	0	−115	+170	0	−290	+820	+420	+170	0
0	+108	+81	0	+162	+137	+81	0	+271	+130	0	+1240	+800	+510	+320
											+920	+480		
											+1370	+860		
−52	+56	0	−81	+110	+56	0	−130	−190	0	−320	+1050	+540	+190	0
0	+119	+89	0	+182	+151	+89	0	+299	+140	0	+1560	+960	+570	+360
											+1200	+600		
											+1710	+1040		
−57	+62	0	−89	+125	+62	0	−140	+210	0	+360	+1350	+680	+210	0
0	+131	+97	0	+198	+165	+97	0	+327	+155	0	+1900	+1160	+630	+400
											+1500	+760		
											+2050	+1240		
−63	+68	0	−97	+135	+68	0	−155	+230	0	−400	+1650	+840	+230	0

Scanned with OKEN Scanner

care formează ajustaje şi clasele 8, 9 şi 10 pentru dimensiunile (diametrele) suprafeţelor libere (care nu vin în contact funcţional cu alte suprafeţe şi, deci, nu formează ajustaje).

În sistemul STAS, ajustajele sînt clasificate în trei grupe distincte : cu joc, intermediare şi cu strîngere, fiecare grupă cuprinzînd cîteva ajustaje. Alezajul unitar are simbolul *JE* urmat de cifra care reprezintă clasa de precizie, iar arborele unitar are simbolul *je* urmat, de asemenea, de cifra clasei de precizie. În funcţie de poziţia cîmpului de toleranţă faţă de linia zero şi de ajustajul care rezultă, simbolul fiecărei piese neunitare este format din două litere mari pentru alezaje şi din două litere mici pentru arbori : prima literă indică grupa de ajustaje (*J* sau *j* pentru joc, *T* sau *t* pentru intermediar şi *S* sau *s* pentru strîngere), iar a doua literă (*A*, *B* etc. pentru alezaje, respectiv *a*, *b* etc. pentru arbori, în ordinea descreşterii jocului sau a creşterii strîngerii) indică ajustajul din grupă pe care piesa respectivă îl formează cu piesa unitară pereche. Simbolul literar este urmat, evident, de cifra care arată clasa de precizie.

În tabelul 6.14 sînt date denumirile ajustajelor şi simbolurile pieselor neunitare respective. Acestea trebuie să fie interpretate în felul următor: de exemplu, *JC* este simbolul alezajelor, care, împreună cu arborii unitari *je*, dau

Tabelul 6 14

Denumirea ajustajelor şi simbolurile pieselor în sistemul STAS

Grupe de ajustaje	Denumirea ajustajelor	Simbolul	
		alezajului	arborelui
Ajustaje cu joc	Larg special	—	ja
	Foarte larg	JA	ja
	Larg	JB	jb
	Liber	JC	jc
	Semiliber	JD	jd
	Alunecător	JE	je
Ajustaje intermediare	Cu frecare	TA	ta
	Aderent	TB	tb
	Forţat	TC	tc
	Blocat	TD	td
Ajustaje cu strîngere	Presat uşor	SA	sa
	Presat	SB	sb
	Presat la cald	SC	sc
	Speciale	SU	su
		SV	sv
		SX	sx

un ajustaj cu joc liber; *tb* este simbolul arborilor, care, împreună cu alezajele *JE*, dau un ajustaj intermediar aderent; *SA* este simbolul alezajelor, care, împreună cu arborii unitari *je*, dau un ajustaj cu strîngere presat uşor etc.

Pe desenele de execuţie şi de ansamblu, toleranţele şi ajustajele din sistemul STAS se înscriu aproximativ în acelaşi mod ca şi cele din sistemul ISO.

Scanned with OKEN Scanner

6.4. INDICAȚII CU PRIVIRE LA ALEGEREA PRECIZIEI ȘI A AJUSTAJELOR

Avînd o foarte mare importanță din punct de vedere tehnic, funcțional și economic, precizia de execuție a pieselor și ajustajele se stabilesc și se aleg în concordanță cu posibilitățile de realizare, cu economicitatea prelucrării și asamblării, cu parametrii funcționali impuși de condițiile de funcționare și exploatare și cu alți factori.

Fiecare caz concret trebuie analizat cu cea mai mare atenție astfel încît, odată fixate, precizia și ajustajul respectiv să poată fi realizate cît mai ușor și mai economic și să asigure o funcționare optimă a pieselor și a ansamblului la parametrii prevăzuți și în condițiile de exploatare date. În același timp, precizia și ajustajul alese trebuie să corespundă condițiilor de fiabilitate a produselor, respectiv trebuie să se asigure o funcționare optimă într-o anumită perioadă de timp prestabilită.

În cele ce urmează, se dau unele indicații orientative cu privire la alegerea preciziei și a ajustajelor preferențiale din sistemul JSO.

6.4.1. AJUSTAJE CU JOC

Ajustajele cu joc se utilizează în următoarele cazuri: cînd piesele asamblate execută, una față de alta în timpul funcționării, o mișcare de rotație sau de translație, mai mult sau mai puțin rapidă; cînd între piesele asamblate au loc deplasări relativ lente; cînd piesele se montează și se demontează des sau se înlocuiesc frecvent. Mărimea toleranțelor la dimensiuni (precizia dimensională) și mărimea jocurilor în asamblare depind, în principal, de mărimea și caracterul solicitărilor, de viteza de rotație sau de deplasare a unei piese față de cealaltă, de durata mișcării de rotație sau a deplasării, de lungimea asamblării, de regimul de temperatură, de caracteristicile mediului în care funcționează asamblarea etc.

Ajustajele cu joc minim egal cu zero, joc probabil foarte mic: H6/h5, |H7/h6,| H8/h7, |H8/h8|, H9/h9, H10/h10, |H11/h11| și H12/h12 (cele din chenar sînt ajustaje preferențiale de gradul 1, formate din alezaje și arbori din șirul 1) se recomandă a fi folosite astfel: primele patru ajustaje — la asamblări fixe cu poziționare precisă a pieselor și cu posibilități de montare și demontare ușoare și frecvente, de exemplu, la montarea roților de transmisie (fig. 6.6), la montarea axului pinolei în păpușa mobilă a mașinilor-unelte etc.; ultimele cinci ajustaje — în locul unor ajustaje intermediare de precizie mai mică, de exemplu, la montarea capului bielei în locașul bielei (fig. 6.7), la montarea excentricului pe arborele pompei cu excentric etc.; primele trei ajustaje — la asamblări mobile cu centrare și ghidare foarte precise, de exemplu, la supapele cu arc, la articulațiile unor mecanisme de mașini și aparate de precizie înaltă etc.; la asamblarea în șir a mai multor roți dințate pe un arbore în cutiile de viteze (fig. 6.8); la asamblări mobile cu centrare bună și cu deplasări lente, de exemplu, la asamblarea piston-cilindru în mașinile pneumatice, la asamblarea colierului excentricului în presele cu excentric, la asamblarea armăturilor (fig. 6.9) etc.

Scanned with OKEN Scanner

Ajustajele cu jocuri foarte mici: H6/g5, H7/g6 și G7/h6 se utilizează: la asamblările mobile din mecanismele de precizie înaltă cu solicitări reduse, de exemplu, la asamblarea axelor principale ale strungurilor mici de precizie înaltă, la capetele divizoare, la asamblarea ventilelor și cuplajelor mecanismelor

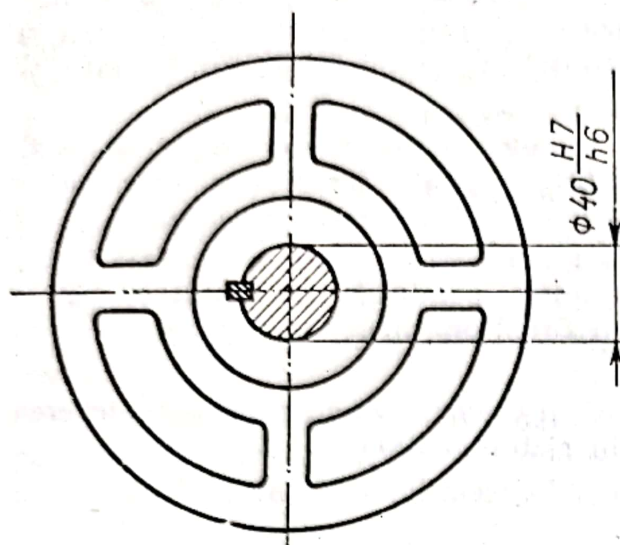


Fig. 6.6. Ajustaj cu joc minim zero la montarea roților de transmisie.

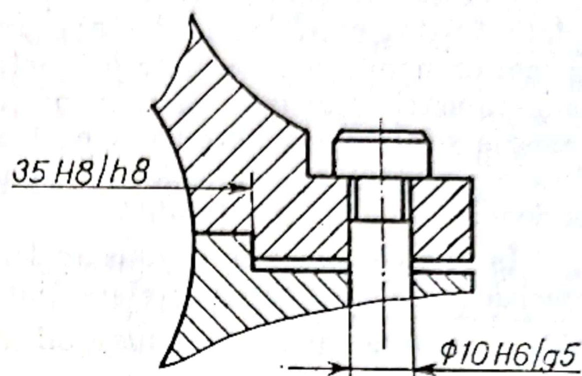


Fig. 6.7. Ajustaj cu joc minim zedo (35 H8/h8) și ajutaj cu jocuri foarte mici (Ø10 H6/g5) la montarea capului bielei.

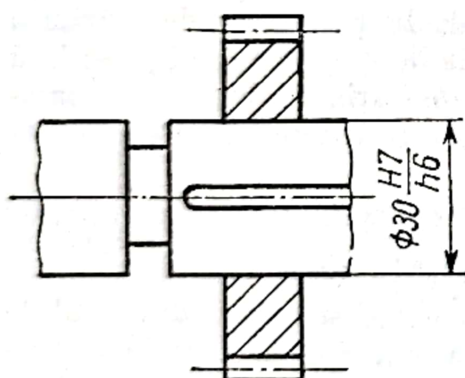


Fig. 6.8. Ajustaj cu joc minim zero la montarea roților dințate pe un arbore.

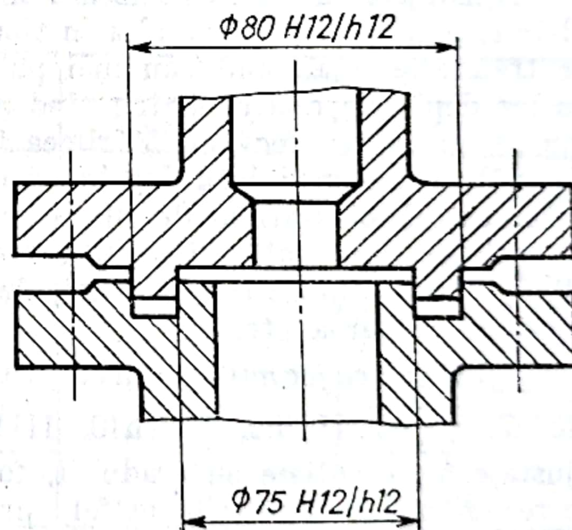


Fig. 6.9. Ajustaje cu joc minim zero la asamblarea armăturilor.

de precizie etc.; la asamblările fixe de poziționare, de exemplu, la asamblarea știfturilor de centrare în dispozitive, carcase și corpuri, la șurubul capului de bielă (v. fig. 6.7), la montarea bucșelor de ghidare în dispozitivele de găurit (fig. 6.10) etc.

Ajustajele cu jocuri mici: H6/f6, H7/f6, H7/f7, H8/f8, H9/f9, F7/h7 și F8/h8 se folosesc foarte frecvent la asamblările mobile în construcția de mașini, de exemplu, la arbori în lagărele de fricțiune cu ungere normală și cu funcționare la temperaturi nu prea mari, la mecanismele mijlocii și ușoare,

Scanned with OKEN Scanner

la tijele de tacheţi în ghidaje, la bolţurile din manivelă, la roţile dinţate libere pe arbori, la montarea suportului port-cuţit pe sania strungului (fig. 6.11) etc.

Ajustajele cu jocuri mijlocii : H6/e7, H7/e8, H8/e9 şi E7/h8 se recomandă a fi folosite la asamblări scurte, care funcţionează cu turaţii mari sau la asamblări de lungime mare care funcţionează cu turaţii mici şi mijlocii, ca, de exemplu, la arborii în lagăre de fricţiune mult distanţate între ele, la arborii în mai mult de două lagăre, la arborii cotiţi şi la arborii de distribuţie în lagărele lor, la lagărele turbogeneratoarelor etc.

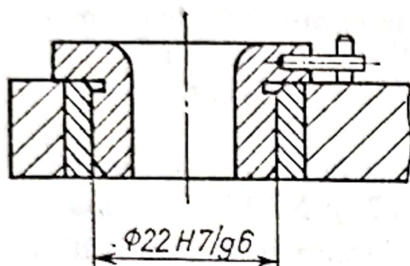


Fig. 6.10. Ajustaj cu jocuri foarte mici la montarea bucşelor de ghidare.

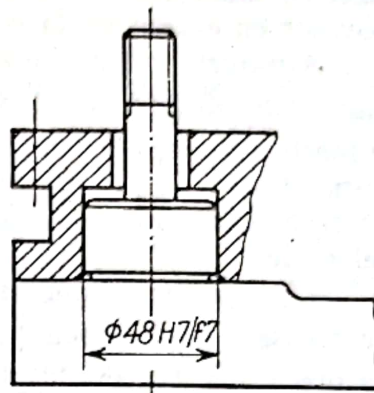


Fig. 6.11. Ajustaj cu jocuri mici la montarea suportului port-cuţit pe sania strungului.

Ajustajele cu jocuri mijlocii, mai mari decît ale precedentelor: H7/d8, H8/d9 D8/h9, H9/d10, H10/d10 şi H11/d11 se folosesc, de regulă, în diferite asamblări ale maşinilor grele, ca, de exemplu, la îmbinările arbore-lagăr de fricţiune în turbine, laminoare şi maşini care funcţionează cu şocuri, la montarea unor roţi libere pe arbori etc.

Ajustajele cu jocuri mari : H7/c8, H8/c9 şi H11/c11 se pot utiliza în următoarele cazuri : cînd, în timpul funcţionării, piesele mobile trebuie să aibă o elasticitate mai mare în condiţii de mediu şi solicitări nefavorabile, de exemplu, la maşinile agricole ; cînd montarea şi demontarea pieselor trebuie să se facă foarte uşor ; cînd, în timpul funcţionării, jocul dintre piese se reduce datorită încălzirii în mai mare măsură a arborelui, de exemplu, la tija supapei în bucşa de ghidare a motorului cu ardere internă etc.

Ajustajele cu jocuri foarte mari : H8/a9, H8/b9, H11/a11, H11/b11, H12/b12, A11/h11 şi B11/h11 sînt utilizate mai mult la asamblările unor maşini şi utilaje care, în timpul funcţionării, sînt expuse murdăriei şi unor solicitări nefavorabile ca, de exemplu, maşinile agricole şi utilajele de construcţie.

6.4.2. AJUSTAJE INTERMEDIARE

Ajustajele intermediare se utilizează, de obicei, în cazurile cînd piesele asamblate trebuie să fie bine centrate, iar montarea şi demontarea lor trebuie să se facă relativ uşor, fără a se deteriora suprafeţele de contact.

Ajustajele intermediare cu jocuri probabile mici şi cu strîngeri foarte mici şi puţin probabile: H6/j5, H7/j6, H8/j7 şi J7/h6 se recomandă a fi utilizate la

Scanned with OKEN Scanner

asamblările fixe, cu montare şi demontare uşoară pentru evitarea deformaţiilor, de exemplu, la montarea roţilor dinţate cilindrice şi conice fixate cu pene, la montarea roţilor melcate şi a capacelor în corpuri, la asamblarea bucşei conice în lagărul păpuşii fixe a unor strunguri, la centrarea semicuplajelor etc.

Ajustajele intermediare cu strîngeri probabile mici şi jocuri cu probabilitate mică: H6/k5, |H7/k6|, H8/k7 şi K7/h6 se pot utiliza în cazul asamblărilor precise cu montaj uşor şi lipsite de vibraţii, de exemplu, la montarea roţilor dinţate mici cu mers liniştit, la asamblarea bolţului de piston în piston, la montarea pieselor cu excentric, la montarea bucşelor cu gheare pe arbori etc.

Ajustajele intermediare cu strîngeri probabile mai mari şi cu jocuri probabile mici: H6/m5, |H7/m6|, H8/m7 şi M7/h6 sînt recomandate la asamblări precise şi foarte precise, cu centrare foarte bună (joc limitat la minimum), de exemplu, la montarea camelor pe ax, la asamblarea roţilor în trepte pe arborii maşinilor de rectificat cilindric, la montarea roţilor dinţate conice pe arborii reductoarelor etc.

Ajustajele intermediare cu strîngeri probabile mari şi jocuri probabile extrem de reduse: H6/n5 (pentru $D<3$ mm), |H7/n6|, H8/n7 şi N7/h6 se utilizează, cu precădere, la asamblările supuse unor solicitări dinamice în timpul exploatării şi la asamblările care trebuie să fie asigurate, suplimentar, cu o strîngere, de exemplu, la unele bucşe cu pereţi subţiri şi fără pene, la montarea unor roţi dinţate pe arborii maşinilor de forjare, la montarea bucşelor în cilindrii pompelor de mare presiune, la montarea bucşei sertarului de distribuţie la ciocanele cu abur sau cu aer comprimat etc.

Ajustajele intermediare H8/p7 şi H8/r7 (pentru $D \leqslant 100$ mm) se utilizează rar şi numai în cazurile cînd jocurile posibile, cu o probabilitate extrem de redusă, trebuie să fie foarte mici.

6.4.3. AJUSTAJE CU STRÎNGERE

Ajustajele cu strîngere trebuie să împiedice, la anumite solicitări şi anumite temperaturi de regim, deplasarea unei piese asamblate faţă de piesa pereche, fără a mai fi folosite elemente suplimentare de fixare. Prin strîngere, pe suprafeţele de contact se creează o stare de tensiune, a cărei mărime este proporţională cu mărimea strîngerii. Din cauza deformării materialului pieselor şi a dificultăţilor de montare şi demontare, ajustajele cu strîngere se prescriu atunci cînd, pînă la sfîrşitul perioadei de funcţionare, nu este necesară sau nu se prevede demontarea pieselor asamblate. Prin aplatisarea microneregularităţilor, strîngerea efectivă este mai mică decît strîngerea calculată ca diferenţa dintre diametrul arborelui şi diametrului alezajului înainte de asamblare.

Ajustajul cu strîngeri foarte mici H6/n5 — pentru $D>3$ mm se prescrie la asamblări foarte precise, supuse la solicitări dinamice relativ mici, de exemplu, la asamblarea bolţului de piston cu pistonul în motoarele de tractor.

Ajustajele cu strîngeri mici: H6/p5, |H7/p6|, P7/h6, P7/rulment şi Rulment/n6 se folosesc, în general, pentru fixarea pieselor cu solicitări reduse sau în prezenţa unui element suplimentar de fixare (pană etc.), montarea şi demontarea făcîndu-se fără pericolul deteriorării suprafeţelor de contact, de exemplu, la montarea roţilor pe arbori în prezenţa penelor (fig. 6.12), la asamblarea cuzineţilor în lagăre (fig. 6.13), la montarea rulmenţilor pe arbori şi în locaşul carcasei etc.

Scanned with OKEN Scanner

Ajustajele cu strîngeri mijlocii : H6/r5, |H7/r6|, H8/r7 (pentru $D>100$ mm) și R7/h6 sînt recomandate pentru asamblări cu solicitări mici ; ele asigură o fixare de rezistență medie la piesele din aliaje feroase și o fixare ușoară la piesele din metale și aliaje neferoase, de exemplu, la bucșele presate în lagăre, la asamblarea capetelor de bielă, la fixarea rotorilor de pompe pe arbore, la fixarea pe arbore a unor roți în mașinile de găurit pneumatice (fig. 6.14) etc. Dacă este necesară creșterea strîngerii minime, se poate aplica asamblarea pe baza sortării prealabile a pieselor.

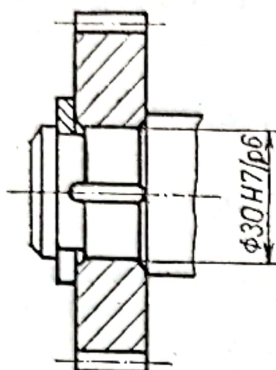
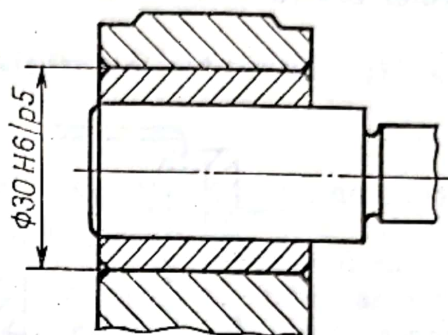


Fig. 6.12. Ajustaj cu strîngeri mici la montarea roților dințate pe arbori în prezența penelor.



Fgi. 6.13. Ajustaj cu strîngeri mici la montarea cuzineților în lagăre.

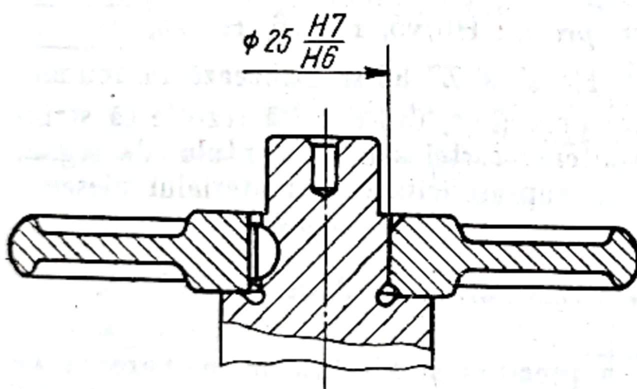


Fig. 6.14. Ajustaj cu strîngeri mijlocii.

Ajustajele cu strîngeri mari : H6/s5, |H7/s6|, H8/s7 și S7/h6 se utilizează la asamblările demontabile și nedemontabile cu solicitări apreciabile. Dacă piesele au dimensiuni mari (peste 80 mm), se recomandă ca asamblarea să se facă prin încălzirea prealabilă a alezajului (de preferat, în cuptoare electrice) sau prin răcirea prealabilă a arborelui (în bioxid de carbon solid ori în aer lichid). Ca exemple de prescriere a acestor ajustaje se pot menționa : la montarea manetonului în manivela arborelui cotit, la montarea cămășii de cilindru în cilindrul motoarelor cu ardere internă etc.

Ajustajele cu strîngeri foarte mari : H6/t5 și H7/t6 se utilizează de obicei, la asamblări nedemontabile (permanente), cu solicitări dinamice mari, de exemplu, la asamblarea prin presare a scaunului supapei în chiulasa motorului, la montarea semicuplajelor pe arbori, la montarea permanentă a roților dințate mari pe arbori etc.

Scanned with OKEN Scanner

Ajustajele cu strîngeri extrem de mari: H6/u5, |H7/u6|, H8/u7 și U7/h6 dau strîngeri de ordinul 1‰ din dimensiune și se prescriu pentru asamblările permanente cu solicitări mecanice și termice foarte mari, de exemplu, la montarea bandajelor de oțel pe roțile de locomotivă, la montarea roții de locomotivă pe osie, la asamblarea bolțurilor de manivelă cu discul manivelei (fig. 6.15) etc. Asamblarea se face prin presare cu ajutorul unor prese speciale cu lubrefiere și, de regulă, prin încălzirea alezajului sau răcirea arborelui. Strîngerea maximă se verifică prin măsurarea prealabilă a dimensiunilor efective ale pieselor și prin calcul, iar presarea trebuie controlată cu ajutorul dinamometrului pentru a se evita eventualele suprasolicitări.

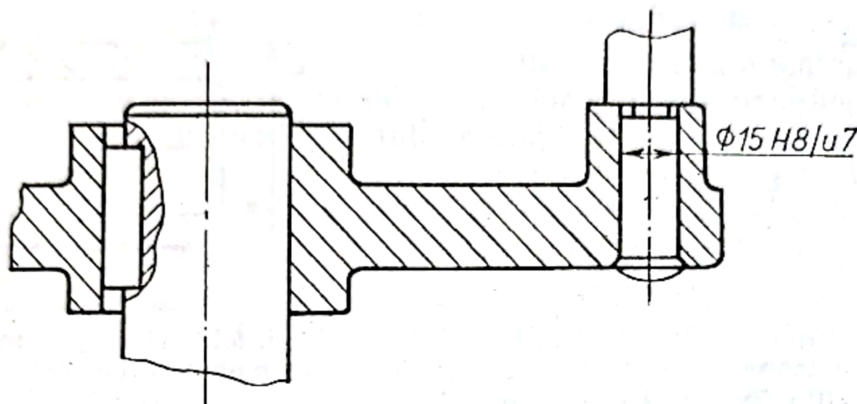


Fig. 6.15. Ajustaj cu strîngeri extrem de mari.

Ajustajele cu strîngere cu caracter special: H6/v5, H7/v6, H6/x5, |H7/x6|, H8/x7, X7/h6, H7/y6, H8/y7, |H7/z6|, H8/z7 și Z7/h6 se utilizează în anumite cazuri speciale și pe baza unei analize prealabile, din care să rezulte că strîngerea minimă posibilă asigură transmiterea forței sau momentului de regim, iar strîngerea maximă posibilă nu dă suprasolicitări în materialul pieselor.

6.4.4. METODICA ALEGERII PRECIZIEI ȘI A AJUSTAJELOR

O primă modalitate de alegere a preciziei și ajustajelor se bazează pe recomandările prezentate la § 6.4.1 — 6.4.3 sau pe recomandările din literatura de specialitate (tratate, articole, norme, instrucțiuni etc.) pentru fiecare domeniu al construcției de mașini.

O a doua modalitate, care se aplică mai ales la proiectarea și realizarea unor produse noi, constă din următoarele: în funcție de destinație, parametrii funcționali și condițiile funcționale ale produsului, pentru fiecare asamblare alezaj-arbore se calculează (după determinarea sau stabilirea dimensiunilor nominale) jocul sau strîngerea necesară la asamblare și la funcționarea în regim; se impune ca proiectantul să calculeze nu o singură valoare (de exemplu, cea teoretic necesară) a jocului sau a strîngerii, ci valorile limită (jocul maxim și jocul minim, respectiv strîngerea maximă și strîngerea minimă) între care jocurile efective sau strîngerile efective permit funcționarea normală a pieselor la parametrii și în condițiile fixate; pe baza acestor date, ajustajul corespunzător (cu jocurile sau strîngerile limită cele mai apropiate ca valori de cele calculate) se aleg din STAS 8104-68 (sistemul alezaj unitar) sau din STAS

Scanned with OKEN Scanner

8105-68 (sistemul arbore unitar). Se impune ca, aşa cum s-a arătat mai înainte, ajustajul ales să facă parte dintre ajustajele preferenţiale, fie dintre cele încadrate în linii groase (preferenţiale în primul rînd), fie dintre cele neîncadrate (preferenţiale în al doilea rînd). Odată ajustajul ales, din standardele respective se iau abaterile limită ale alezajului şi arborelui şi se trec pe desenele pieselor separate.

Aplicînd cea de-a doua modalitate, se recomandă să se ţină seama de cele expuse la subcap. 4.4, respectiv toleranţele alezajului şi arborelui să se calculeze pornind de la toleranţa practică (probabilă) a ajustajului.

6.5 TOLERANŢELE COTELOR (DIMENSIUNILOR) FĂRĂ INDICAŢII DE TOLERANŢE

Cote (dimensiuni) fără indicaţii de toleranţe pe desen sînt cotele de importanţă secundară, care se mai numesc şi cote sau dimensiuni libere, întrucît ele aparţin, de obicei, suprafeţelor care nu intră în contact funcţional cu alte suprafeţe şi, deci, nu formează ajustaje sau nu sînt componente importante ale lanţurilor de dimensiuni. De reţinut, însă, că aceste cote au influenţă asupra greutăţii şi gabaritului produselor (de exemplu, dimensiunile de gabarit ale motoarelor, dimensiunile manetelor de acţionare etc.) Abaterile limită standardizate ale acestor cote (dimensiuni) liniare sînt date în tabelul 6.15. Abaterile de formă şi de poziţie ale suprafeţelor respective sînt cuprinse în intervalul determinat de abaterile dimensionale.

Tabelul 6.15

Abateri limită pentru dimensiuni liniare fără indicaţii de toleranţe (după STAS 2300-75)

Dimensiuni nominale, mm	Abateri limită, mm			
	Execuţie			
	fină	mijlocie	semimijlocie	grosolană
Pînă la 6 (inclusiv)	±0,05	±0,10	±0,20	±0,5
Peste 6 la 30	±0,10	±0,20	±0,50	±1,0
Peste 30 la 120	±0,15	±0,30	±0,80	±1,5
Peste 120 la 310	±0,20	±0,50	±1,20	±2
Peste 310 la 1 000	±0,30	±0,80	±2	±3
Peste 1 000 la 2 000	±0,50	±1,20	±3	±5
Peste 2 000 la 4 000	—	±2	±4	±8
Peste 4 000	—	±3	±5	±10

Indicarea pe desen a gradului de execuţie pentru cotele fără indicaţii de toleranţe se face printr-o notă generală, ca, de exemplu: **Execuţie mijlocie STAS 2 300 -75.**

În mod obişnuit, abaterile limită ale acestor cote nu se verifică, dar, cu acordul părţilor, ele se pot verifica prin sondaj pentru a se stabili dacă gradul de execuţie a fost respectat.

Scanned with OKEN Scanner

6.6. TOLERANȚELE PIESELOR TURNATE, FORJATE LIBER ȘI MATRIȚATE

Abaterile limită la dimensiuni, abaterile limită la grosimea pereților și nervurilor și abaterile limită la masa pieselor sînt date în STAS 1592-74- pentru piesele turnate din fontă, și, separat, din oțel, în forme executate cu modele prin formare manuală sau mecanică și în cochile (sînt prevăzute cinci clase de precizie), în STAS E 6717-63—pentru piesele turnate din fontă și oțel în forme executate cu modele schelet și cu șabloane și în STAS 6287-67—pentru piesele turnate din metale și aliaje neferoase (ușoare și grele), cu modele prin formare manuală sau mecanică, în cochile prin turnare statică sau centrifugală, ca și prin turnare sub presiune.

Prin diferite procedee de turnare de precizie, pentru care abaterile limită nu sînt standardizate, se pot obține piese cu dimensiuni cu abateri mici, corespunzătoare treptelor de precizie 9—10.

Abaterile limită ale dimensiunilor pieselor forjate liber din oțeluri de construcție și oțeluri de scule sînt date în STAS 2171-70, iar abaterile limită ale dimensiunilor pieselor matrițate din oțel carbon și oțel slab aliat sînt date în STAS 7670-66.

Scanned with OKEN Scanner

7

TOLERANȚELE RULMENȚILOR ȘI AJUSTAJELE ASAMBLĂRILOR CU RULMENȚI

Rulmenții sînt organe proiectate și executate independent în întreprinderi sau în secții specializate și îndeplinesc rolul funcțional de lagăre de rostogolire. În principal, ei sînt constituiți din două inele, exterior și interior, între care rulează mai multe bile sau role (corpuri de rulare), distanțate cu ajutorul unor colivii.

În funcție de felul solicitărilor pe care le suportă, de vitezele la care lucrează și de alți factori, rulmenții se execută în diferite tipuri constructive (radiali, radiali-oscilanți, radiali-axiali, cu bile, cu role, cu ace etc.) și cu diferite

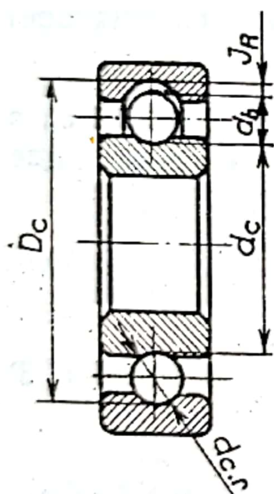


Fig. 7.1. Rulment radial cu bile pe un singur rînd.

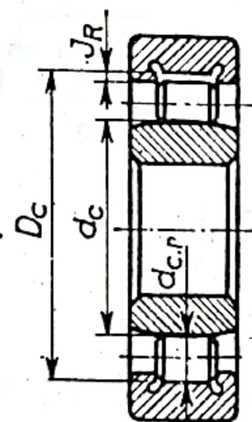


Fig. 7.2. Rulment radial cu role pe un singur rînd.

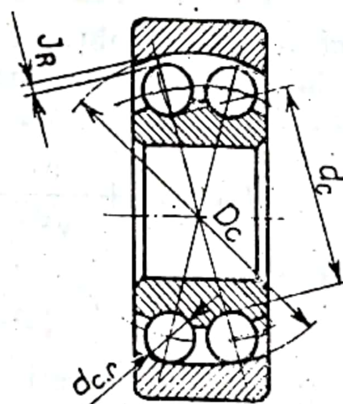


Fig. 7.3. Rulment radial — oscilant cu bile pe două rînduri.

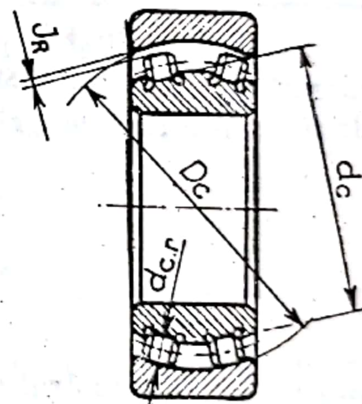


Fig. 7.4. Rulment radial — oscilant cu role pe două rînduri.

dimensiuni. În fig. 7.1 — 7.4 sînt prezentați, ca exemple, un rulment radial cu bile, un rulment radial cu role, un rulment radial-oscilant cu bile pe două rînduri respectiv un rulment radial-oscilant cu role pe două rînduri.

Scanned with OKEN Scanner

7.1. JOCURILE ÎN RULMENŢI

Rotirea unui inel faţă de celălalt, respectiv rularea în condiţii optime a pieselor componente ale rulmenţilor impune existenţa unui joc radial la rulmenţii radiali şi radial-oscilanţi şi a unui joc axial la rulmenţii radiali-axiali.

Jocul radial al unui rulment cu bile sau cu role este definit (conf. STAS 7115-73) prin media tuturor deplasărilor perpendiculare pe axa rulmentului pe care unul din inelele rulmentului — celălalt inel avînd o poziţie fixă — le poate efectua după diferite direcţii unghiulare (ansamblul corpurilor de rulare luînd diferite poziţii unghiulare în raport cu inelele rulmentului), dacă inelul mobil este deplasat dintr-o poziţie excentrică extremă, în poziţia excentrică extremă diametral opusă; prin aceasta, poziţia axială a părţii în contact a inelului mobil în raport cu inelul fix şi poziţia corpurilor de rulare faţă de căile de rulare ale celor două inele trebuie să permită ca inelul mobil să poată lua poziţiile cu cea mai mare excentricitate faţă de inelul fix.

Se deosebesc următoarele jocuri radiale (fig. 7.1 — 7.4):

— *Jocul radial iniţial teoretic*, notat cu J_R, al rulmentului neîncărcat, respectiv înainte de montarea rulmentului în carcasă şi pe arbore:

$$J_R = D_c - (d_c + 2d_{c \cdot r}) \quad [\text{mm}], \tag{7.1}$$

în care: D_c este diametrul mediu al căii de rulare a inelului exterior, determinat ca media aritmetică a diametrelor maxim şi minim, în mm;

d_c — diametrul mediu al căii de rulare a inelului interior, determinat ca media aritmetică a diametrelor maxim şi minim, în mm;

d_{cr} — diametrul corpurilor de rulare, determinat ca media aritmetică a diametrelor maxim şi minim ale corpurilor de rulare aflate în rulment şi care fac parte din aceleaşi clase (grupe) de sortare, în mm.

— *Jocul radial iniţial de control*, obţinut prin încărcarea rulmentului cu o sarcină de 5 sau 15 daN, în funcţie de mărimea rulmentului. Între aceste prime două jocuri radiale există următoarele relaţii aproximative:

$$J_{R5} = J_R + \frac{0{,}034}{\sqrt[3]{z^2 \cdot d_{c \cdot r}}}; \tag{7.2}$$

$$J_{R15} = J_R + \frac{0{,}070}{\sqrt[3]{z^2 \cdot d_{c \cdot r}}}, \tag{7.3}$$

în care z este numărul corpurilor de rulare în rulment.

— *Jocul radial de montare* (J), rezultat după montarea rulmentului pe arbore şi în carcasă; acesta este mai mic decît jocul iniţial teoretic din cauza unei anumite strîngeri a rulmentului în şi pe piesa pereche.

— *Jocul radial de funcţionare* (J_{Rf}), a cărui valoare este influenţată de deformaţiile termice şi de contact ale pieselor componente ale rulmentului în timpul funcţionării.

De remarcat că, la rulmenţii radial-axiali, jocul radial se poate regla.

Jocul axial al unui rulment cu bile sau cu role este definit (conf. STAS 7115-73) prin media tuturor deplasărilor paralele cu axa rulmentului pe care

Scanned with OKEN Scanner

unul din inelele rulmentului — celălalt inel avînd o poziţie fixă — le poate efectua rotindu-se în diferite poziţii unghiulare în raport cu inelul fix (corpurile de rulare luînd diferite poziţii unghiulare în raport cu cele două inele), dacă inelul mobil este deplasat dintr-o poziţie axială extremă, în poziţie axială extremă opusă ; prin aceasta, poziţia radială a inelului mobil în raport cu inelul fix şi poziţia corpurilor de rulare faţă de căile de rulare ale celor două inele trebuie să permită ca inelul mobil să poată lua poziţiile axiale extreme faţă de inelul fix.

Ca valoare, jocul axial este funcţie de valoarea jocului radial, de raza profilului căilor de rulare, de diametrul corpurilor de rulare şi de deformaţiile de contact dintre inele şi corpurile de rulare. Se deosebesc : *jocul axial teoretic* (J_{ax}) şi jocul axial de funcţionare sub sarcină ($J_{ax \cdot f}$).

În tabelul 7.1 sînt date grupele de jocuri cu simbolurile şi semnificaţiile corespunzătoare. Valorile jocurilor radiale şi axiale pentru diferite tipuri de rulmenţi — corespunzătoare grupelor indicate în tabelul 7.1 — sînt date în STAS 7115-73.

Tabelul 7.1

Simbolul grupei de jocuri		Semnificaţia
pentru rulmenţi nedemontabili sau cu elemente interschimbabile	pentru rulmenţi cu elemente neinterschimbabile	
C 1	C 1 NA	Joc mai mic decît la C 2
C 2	C 2 NA	Joc mai mic decît cel normal
—	NA	Joc normal (pentru rulmenţi de uz general)
C 3	C 3 NA	Joc mai mare decît cel normal
C 4	C 4 NA	Joc mai mare decît la C 3
C5	C 5 NA	Joc mai mare decît la C 4

Obs. Jocul normal la rulmenţii nedemontabili sau cu elemente interschimbabile nu se simbolizează.

7.2. PRECIZIA RULMENŢILOR

Pentru a asigura subansamblurilor şi ansamblurilor din care fac parte o precizie corespunzătoare şi condiţii de funcţionare normale (mai ales în ce priveşte centrarea şi menţinerea jocului radial sau axial între limitele prescrise), rulmenţii sînt executaţi cu o precizie, în general, mai mare decît precizia pieselor cu care se asamblează.

Precizia de execuţie şi de montaj a rulmenţilor se stabileşte pentru următorii parametri dimensionali : diametrele căilor de rulare ale inelelor, profilul căilor de rulare, diametrele corpurilor de rulare (rostogolire), lăţimea inelelor, bătaia radială şi bătaia frontală a inelelor, bătaia radială şi bătaia axială a căilor de rulare, paralelismul suprafeţelor laterale ale inelelor etc.

Scanned with OKEN Scanner

Precizia de execuţie şi de asamblare a rulmenţilor cu piesele pereche (carcasă şi arbore) se referă la diametrul exterior D al inelului exterior şi diametrul interior d al inelului interior. Pentru aceste diametre se prevăd cîte trei valori : D_{max}, D_{med} şi D_{min}, respectiv d_{max}, d_{med} şi d_{min}, justificate de faptul că inelele sînt subţiri şi se deformează uşor, luînd forma arborelui sau locaşului carcasei în care se montează. Ca urmare, ovalitatea în limitele admise (D_{max}, D_{min} şi respectiv d_{max}, d_{min}) nu influenţează negativ calitatea rulmenţilor şi nu constituie un motiv de respingere a lor.

Sînt prevăzute următoarele clase de precizie, caracterizate prin abateri limită dimensionale şi precizie de rotaţie :

— clasa de precizie P2, cea mai înaltă, cu toleranţe foarte mici ;
— clasa de precizie P4, cu toleranţe mai mari ca la clasa P2 ;
— clasa de precizie P5, cu toleranţe mai mari ca la clasa P4 ;
— clasa de precizie P6, cu toleranţe mai mari ca la clasa P5 ;
— clasa de precizie PO, cu toleranţe mai mari ca la clasa P6.

Rulmenţii de precizie foarte înaltă (clasele P2 şi P4) se folosesc în ansambluri care funcţionează la sarcini mari şi turaţii foarte mari ($v > 50$ m/s) şi în care se cere o centrare foarte bună şi un mers silenţios. Rulmenţii executaţi în clasa de precizie P 5 se utilizează în ansambluri care necesită o centrare bună şi lucrează la viteze de rotaţie între 20 şi 60 m/s. Rulmenţii executaţi în clasa de precizie P 6 sînt folosiţi în ansambluri care lucrează la sarcini mijlocii sau mari şi cu viteze de rotaţie sub 30 m/s. În ansamblurile care lucrează cu sarcini diferite ca mărime şi cu turaţii mici ($v. < 10$ m/s) şi a căror precizie şi caracteristici funcţionale nu sînt influenţate prea mult de precizia asamblării cu rulmenţi, se utilizează rulmenţi din clasa de precizie P 0.

Rugozitatea suprafeţelor de contact şi de asamblare ale rulmenţilor trebuie, în general, să aibă, pentru R_a, valori sub 1 μm.

Piesele componente ale rulmenţilor se execută, separat, cu o precizie convenabilă din punct de vedere tehnologic şi economic, dar precizia integrală a rulmenţilor, mai ales în ce priveşte jocul radial şi axial, se asigură prin sortarea prealabilă în mai multe grupe (clase) după diametrul căii de rulare a inelelor şi diametrul corpurilor de rulare, după care urmează asamblarea inelelor şi bilelor sau rolelor din aceeaşi grupă (clasă) de sortare.

7.3. AJUSTAJELE ASAMBLĂRILOR RULMENT-ARBORE ŞI RULMENT-CARCASĂ

Felul ajustajelor rulment-carcasă şi rulment-arbore se stabileşte în funcţie de condiţiile concrete de lucru şi exploatare : tipul şi mărimea rulmentului, felul şi mărimea sarcinilor (cazurile de încărcare a inelelor), care dintre piese, respectiv inele se roteşte, viteza de rotaţie, condiţiile de ungere şi de temperatură etc.

Din punctul de vedere al tipului rulmentului, pentru asamblările cu rulmenţi cu role se aleg ajustaje cu strîngeri mai mari decît pentru cele cu rulmenţi cu bile.

Din punctul de vedere al mărimii rulmentului, ajustajele alese trebuie să asigure strîngeri corespunzătoare mai mari pentru asamblările cu rulmenţi mari decît pentru cele cu rulmenţi mici.

În ce privește mărimea sarcinii, ajustajele alese trebuie să asigure strîngeri cu atît mai mari, cu cît sarcinile sînt mai mari și cu șocuri pe inelul cu încărcare cu sarcină rotitoare.

Se consideră trei cazuri de încărcare a inelelor, conform STAS 6671-77 :

— *încărcare cu sarcină fixă*, cînd sarcina sau rezultanta sarcinilor aplicate este îndreptată permanent spre același punct de pe calea de rulare ; inelul supus unor sarcini fixe poate fi montat printr-un ajustaj cu jocuri relativ mici ;

— *încărcare cu sarcină rotitoare*, cînd sarcina (sau rezultanta corespunzătoare) acționează succesiv pe toată circumferința sau numai pe o porțiune din circumferința căii de rulare ; inelul supus unei sarcini rotitoare trebuie să fie montat printr-un ajustaj cu strîngere ;

— *încărcare nedeterminată*, cînd sarcina (sau rezultanta mai multor sarcini) are, față de inele, direcții variabile și nedefinite (de exemplu, în cazul funcționării cu șocuri sau cu vibrații, dezechilibrări la turații mari etc.) ; în aceste cazuri, ajustajele inel-carcasă și inel-arbore trebuie să fie cu strîngere.

Pentru montarea și demontarea ușoară a rulmenților, se recomandă ca ajustajele cu strîngere să nu dea strîngeri excesive. În cazul cînd pentru ambele inele se stabilesc ajustaje cu strîngere (încărcare nedeterminată), se recomandă să se utilizeze rulmenți demontabili sau rulmenți cu alezaj conic (cu bucșă de strîngere sau de extracție).

Întrucît rulmenții constituie rezultatul unei producții specializate, este absolut exclusă prelucrarea sau ajustarea lor ulterioară și, indiferent de caracterul asamblării lor cu piesele pereche, ajustajele rulment-carcasă și rulment-arbore vor avea ca piesă unitară inelul exterior, respectiv inelul interior al rulmentului. Ca atare, la asamblarea rulment-carcasă se folosesc ajustaje în sistem arbore unitar (adică, pentru obținerea unui anumit ajustaj, se va alege corespunzător poziția și mărimea toleranței la diametrul alezajului carcasei), iar la asamblarea rulment-arbore se utilizează ajustaje în sistem alezaj unitar (adică, pentru obținerea unui anumit ajustaj, se va alege convenabil poziția și mărimea toleranței la diametrul arborelui). În această ordine de idei, de remarcat că atît la diametrul exterior al inelului exterior, cît și la diametrul interior al inelului interior toleranța se află complet sub linia zero, respectiv abaterea superioară este egală cu zero, iar abaterea inferioară este negativă ; cu alte cuvinte, poziția toleranței la diametrul exterior al inelului exterior corespunde arborelui unitar h din sistemul ISO, dar poziția toleranței la diametrul interior nu mai corespunde alezajului unitar obișnuit H din sistemul ISO. Din această cauză, la asamblarea rulment-arbore obținerea unui anumit ajustaj, cere o mai mare atenție în ce privește alegerea poziției toleranței la diametrul arborelui.

În cele ce urmează , se dau cîmpurile de toleranță recomandate pentru arborii și alezajele carcaselor pe și în care se montează rulmenții, considerînd că temperatura maximă de funcționare în lagăre nu depășește 100 °C.

Pentru asamblările rulment-arbore, cu rulmenți cu bile, cu ace sau cu role, se recomandă următoarele cîmpuri de toleranță ale arborelui :

— la o sarcină fixă pe inelul interior : arborele g6, dacă este necesară deplasarea ușoară a inelului interior (de exemplu, roți libere pe arbori staționari) ; arborele k6, dacă nu este necesară deplasarea inelului interior (de exemplu, role de cablu, role de întindere etc.) ;

— la sarcină rotitoare pe inelul interior : arborele j6 ($d<40$ mm) și arborele k6 ($d>40$ mm) — pentru sarcini mici și variabile (de exemplu, lagăre din instalații de transport, din mecanisme încărcate ușor etc.) ; arborele j5 la rul-

menţi cu bile cu $d \leq 18$ mm, arborele k5 sau k6 pentru rulmenţi cu bile cu $d=18 \ldots 100$ mm şi pentru alte tipuri de rulmenţi cu $d \leq 40$ mm, arborele m5 sau m6 pentru rulmenţi cu bile cu $d=100 \ldots 140$ mm, rulmenţi cu role sau cu ace cu $d=40 \ldots 100$ mm şi pentru rulmenţi oscilanţi cu role cu $d=40 \ldots 65$ mm, arborele m6 pentru rulmenţi cu $d=140 \ldots 200$ mm, $d=100 \ldots 140$ mm şi respectiv $d=65 \ldots 100$ mm, arborele n6 pentru rulmenţi cu $d=200 \ldots 280$ mm, $d=140 \ldots 200$ mm şi respectiv $d=100 \ldots 140$ mm, arborele p6 pentru rulmenţi radiali cu role şi ace cu $d=200 \ldots 400$ mm şi rulmenţi oscilanţi cu role cu $d=140 \ldots 280$ mm, arborele r6 pentru rulmenţi oscilanţi cu role cu $d=280 \ldots 500$ mm şi arborele r7 pentru rulmenţi oscilanţi cu $d>500$ mm pentru sarcini normale sau mari (de exemplu, pompe, turbine, motoare electrice, cutii cu angrenaje, construcţii de maşini în general); arborele n6 pentru rulmenţi cu role sau cu ace cu $d=50 \ldots 140$ mm şi pentru rulmenţi cu role cu $d=50 \ldots 100$ mm, arborele p6 pentru rulmenţi cu $d=$ $=140 \ldots 200$ mm şi respectiv $d=100 \ldots 200$ mm, arborele r6 pentru rulmenţi cu $d>200$ mm — în cazul unor sarcini mari şi şocuri în condiţii de lucru grele (de exemplu, la motoare de tracţiune, laminoare, lagăre pentru osii de material rulant greu etc.); arborele h5 pentru rulmenţi cu bile cu $d \leq 18$ mm, arborele j5 pentru rulmenţi cu bile cu $d=18 \ldots 100$ mm şi rulmenţi cu role sau cu ace cu $d \leq 40$ mm, arborele k5 pentru rulmenţi cu bile cu $d=100 \ldots 200$ mm şi rulmenţi cu role sau cu ace cu $d=40 \ldots 140$ mm şi arborele m6 pentru rulmenţi cu role sau cu ace cu $d=140 \ldots 200$ mm — în cazul unei precizii mari de rotire la sarcini mici (de exemplu, la maşinile-unelte);

— la sarcini pur axiale: arborele j6 pentru $d \leq 250$ mm şi arborele j_s6 pentru $d>250$ mm — în toate tipurile de lagăre cu rulmenţi;

— la rulmenţii cu alezaj conic şi bucşă conică: arborele h9 pentru unele cazuri speciale (de exemplu, la fusul osiilor materialelor rulante grele) şi arborele h10 pentru construcţii de maşini în general.

Pentru asamblările rulment-arbore cu rulmenţi axiali se recomandă:

— la sarcină fixă pe şaiba de fus: arborele j6 pentru $d \leq 250$ mm şi arborele j_s6 pentru $d>250$ mm;

— la sarcină rotitoare pe şaiba de fus; arborele k6 pentru $d \leq 200$ mm; arborele m6 pentru $d=200 \ldots 400$ mm şi arborele n6 pentru $d>400$ mm,

— la sarcină pur axială: arborele j6 pentru toate diametrele.

Pentru asamblările rulment-arbore, cu rulmenţi fără inel interior, se recomandă:

— pentru rulmenţi cu ace fără inel interior sau colivii cu ace: arborele k5 (joc mai mic decît normal, v. tab. 7.1), arborele h5 (joc normal), arborele g6 (joc mai mare decît normal, $d_{c \cdot r} \leq 80$ mm) şi arborele $f6$ (joc mai mare decît normal, $d_{c \cdot r}>80$ mm);

— pentru bucşe cu ace: arborele h5 sau h6 (joc normal).

Pentru asamblările rulment-carcasă, cu carcase separabile sau neseparabile, se recomandă:

— la sarcină fixă pe inelul exterior (acesta fiind uşor deplasabil): alezajul G7 — în cazul transmiterii căldurii prin arbore (de exemplu, la cilindrii uscă-

tori), alezajul H8 — în cazul unor sarcini mici sau normale la condiţii uşoare de lucru (de exemplu, în diferite transmisii) şi alezajul H7 — la orice fel de sarcini (de exemplu, cutii de unsoare pentru material rulant, construcţii de maşini în general);

— la sarcină nedeterminată (ca mărime, normală sau mică), cînd este necesară deplasarea inelului exterior: alezajul J7.

Pentru asamblările rulment-carcasă, cu carcase neseparabile se recomandă (inelul exterior nu este deplasabil):

— la mers fără zgomot (de exemplu, în maşini electrice mici) — alezajul H6;

— la sarcină nedeterminată: alezajul K7 pentru sarcini normale şi mari (de exemplu, la lagăre pentru arbori cotiţi, pompe etc.) şi alezajul M7 pentru sarcini cu şocuri (de exemplu, în motoare de tracţiune);

— la sarcină rotitoare pe inelul exterior: alezajul M7 pentru sarcini mici şi variabile (de exemplu, roţi de cablu), alezajul N7 ($D \leqslant 600$ mm) sau M7 ($D > 600$ mm) pentru sarcini normale şi mari (de exemplu, lagăr de bielă) şi alezajul P7 ($D \leqslant 500$ mm) sau N7 ($D > 500$ mm) pentru sarcini mari la carcase cu pereţi subţiri sau sarcini cu şocuri.

Pentru asamblările-rulment-carcasă, cu carcase neseparabile pentru precizie mare de rotire şi mers fără zgomot, se recomandă:

— cînd este necesară deplasarea inelului exterior: alezajul J6 (de exemplu, la partea de antrenare a arborilor maşinilor de rectificat);

— la sarcini mici, nedeterminate, fără deplasarea inelului exterior: alezajul K6 (de exemplu, la lagărele unor maşini de mare turaţie);

— la sarcini variabile, cu rigiditate mare: alezajul M6 ($D \leqslant 125$ mm) sau alezajul N6 ($D > 125$ mm,) fără deplasarea inelului exterior (de exemplu, la lagărele cu rulmenţi cu role pentru arborii maşinilor-unelte).

Pentru asamblările rulment-carcasă cu sarcină numai axială, se recomandă: alezajul H8 în cazul rulmenţilor axiali cu bile (jocul maxim putînd ajunge la $0{,}001D$); în cazul rulmenţilor axiali-oscilanţi cu role, şaiba de carcasă se montează cu joc pînă la $0{,}001D$.

La asamblarea bucşă cu ace-carcasă, se recomandă: alezajul N6 sau N7 pentru carcasa din oţel ori fontă şi alezajul R6 sau R7 pentru carcase din aluminiu, magneziu etc.

În STAS 6671-77 sînt date: abaterile limită de formă ale suprafeţelor cilindrice şi ale suprafeţelor conice de montaj pentru arbori şi carcase, bătaia feţelor frontale ale umerilor arborilor şi carcaselor şi rugozitatea suprafeţelor de montaj ale arborilor şi carcaselor.

În tabelele 7.2 şi 7.3 sînt date abaterile limită ale diametrelor exterioare şi, respectiv, diametrelor interioare ale rulmenţilor din clasa de precizie P0, precum şi abaterile limită corespunzătoare ale diametrelor alezajelor din carcase şi arborilor cu care se asamblează rulmenţii.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 7.2.

Abaterile limită ale diametrului exterior al rulmenților din clasa de precizie PO și abaterile limită ale diametrului alezajelor din carcase cu care se asamblează rulmenții

Diametrul nominal al alezajului carcasei mm	Abaterile limită ale diametrului exterior al rulmentului µm	Simbolul cîmpului de toleranță al alezajului carcasei													
		G6	G7	H6	H7	H8	J6	J7	K6	K7	M6	M7	N6	N7	P7
		Abateri limită, Nµm													
Peste 6 pînă la 10	0 −8	+14 +5	+20 +5	+9 0	+15 0	+22 0	+5 −4	+8 −7	+2 −7	+5 −10	−3 −12	0 −15	−7 −16	−4 −19	−9 −24
Peste 10 pînă la 18	0 −8	+17 +6	+24 +6	+11 0	+18 0	+27 0	+6 −5	+10 −8	+2 −9	+6 −12	−4 −15	0 −18	−9 −20	−5 −23	−11 −29
Peste 18 pînă la 30	0 −9	+20 +7	+28 +7	+13 0	+21 0	+33 −0	+8 −5	+12 −9	+2 −11	+6 −15	−4 −17	0 −21	−11 −24	−7 −28	−14 −35
Peste 30 pînă la 50	0 −11	+25 +9	+34 +9	+16 0	+25 0	+39 0	+10 −6	+14 −11	+3 −13	+7 −18	−4 −20	0 −25	−12 −28	−8 −33	−17 −42
Peste 50 pînă la 80	0 −13	+29 +10	+40 +10	+19 0	+30 0	+46 0	+13 −6	+18 −12	+4 −15	+9 −21	−5 −24	0 −30	−14 −33	−9 −39	−21 −51
Peste 80 pînă la 120	0 −15	+34 +12	+47 +12	+22 0	+35 0	+54 0	+16 −6	+22 −13	+4 −18	+10 −25	−6 −28	0 −35	−16 −38	−10 −45	−24 −59
Peste 120 pînă la 150	0 −18	+39 +14	+54 +14	+25 0	+40 0	+63 0	+18 −7	+26 −14	+4 −21	+12 −28	−8 −33	0 −40	−20 −45	−12 −52	−28 −68
Peste 150 pînă la 180	0 −25	+39 +14	+54 +14	+25 0	+40 0	+63 0	+18 −7	+26 −14	+4 −21	+12 −28	−8 −33	0 −40	−20 −45	−12 −52	−28 −68
Peste 180 pînă la 250	0 −30	+44 +15	+61 +15	+29 0	+46 0	+72 0	+22 −7	+30 −16	+5 −24	+13 −33	−8 −37	0 −46	−22 −51	−14 −60	−33 −79
Peste 250 pînă la 315	0 −35	+49 +17	+69 +17	+32 0	+52 0	+81 0	+25 −7	+36 −16	+5 −27	+16 −36	−9 −41	o −52	−25 −57	−14 −66	−36 −88
Peste 315 pînă la 400	0 −40	+54 +18	+75 +18	+36 0	+57 0	+89 0	+29 −7	+39 −18	+7 −29	+17 −40	−10 −46	0 −57	−26 −62	−16 −73	−41 −98
Peste 400 pînă la 500	0 −45	+60 +20	+83 +20	+40 0	+63 0	+97 0	+33 −7	+43 −20	+8 −32	+18 −45	−10 −50	0 −63	−27 −67	−17 −80	45 −108

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 7.3

Abaterile limită ale diametrului interior al rulmenţilor din clasa de precizie P0 şi abaterile limită ale diametrului arborilor cu care se asamblează rulmenţii

Diametrul nominal al arborelui mm	Abaterile limită ale diametrului interior al rulmentului µm	Simbolul cîmpului de toleranţă al arborelui														
		f6	g6	h5	h6	j5	j6	j_s6	k5	k6	m5	m6	n6	p6	r6	r7
		Abateri limită, µm														
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Peste 3 pînă la 6	0 −8	−10 −18	−4 −12	0 −5	0 −8	+3 −2	+6 −2	+4 −4	+6 +1	+9 +1	+9 +4	+12 +4	+16 +8	+20 +12	+23 +15	+27 +15
Peste 6 pînă la 10	0 −8	−13 −22	−5 −14	0 −6	0 −9	+4 −2	+7 −2	+4,5 −4,5	+7 +1	+10 +1	+12 +6	+15 +6	+19 +10	+24 +15	+28 +19	+34 +19
Peste 10 pînă la 18	0 −8	−16 −27	−6 −17	0 −8	0 −11	+5 −3	+8 −3	+5,5 −5,5	+9 +1	+12 +1	+15 +7	+18 +7	+23 +12	+29 +18	+34 +23	+41 +23
Peste 18 pînă la 30	0 −10	−20 −33	−7 −20	0 −9	0 −13	+5 −4	+9 −4	+6,5 −6,5	+11 +2	+15 +2	+17 +8	+21 +8	+28 +15	+35 +22	+41 +28	+49 +28
Peste 30 pînă la 50	0 −12	−25 −41	−9 −25	0 −11	0 −16	+6 −5	+11 −5	+8 −8	+13 +2	+18 +2	+20 +9	+25 +9	+33 +17	+42 +26	+50 +34	+59 +34
Peste 50 pînă la 65	0 −15	−30 −49	−10 −29	0 −13	0 −19	+6 −7	+12 −7	+9,5 −9,5	+15 +2	+21 +2	+24 +11	+30 +11	+39 +20	+51 +32	+60 +41	+71 +41
Peste 65 pînă la 80															+62 +43	+73 +43

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Peste 80 pînă la 100	0 −20	−36 −58	−12 −34	0 −15	0 −22	+6 −9	+13 −9	+11 −11	+18 +3	+25 +3	+28 +13	+35 +13	+45 +23	+59 +37	+73 +51	+86 +51
Peste 100 pînă la 120															+76 +54	+89 +54
Peste 120 pînă la 140	0 −25	−43 −68	−14 −39	0 −18	0 −25	+7 −11	+14 −11	+12,5 −12,5	+21 +3	+28 +3	+33 +15	+40 +15	+52 +27	+68 +43	+88 +63	+103 +63
Peste 140 pînă la 160															+90 +65	+105 +65
peste 160 pînă 180															+93 +68	+108 +68
peste la 180 pînă la 200	0 −30	−50 −79	−15 −44	0 −20	0 −29	+7 −13	+16 −13	+14,5 −14,5	+24 +4	+33 +4	+37 +17	+46 +17	+60 +31	+79 +50	+106 +77	+123 +77
Peste 200 pînă la 225															+109 +80	+126 +80
Peste 225 pînă la 250															+113 +84	+130 +84
Peste 250 pînă la 280	0 −35	−56 −88	−17 −49	0 −23	0 −32	+7 −16	+16 −16	+16 −16	+27 +4	+36 +4	+43 +20	+52 +20	+66 +34	+88 +56	+126 +94	+146 +94
Peste 280 pînă la 315															+130 +98	+150 +98
Peste 315 pînă la 355	0 −40	−62 −98	−18 −54	0 −25	0 −36	+7 −18	+18 −18	+18 −18	+29 +4	+40 +4	+46 +21	+57 +21	+73 +37	+98 +62	+144 +108	+165 +108
Peste 355 pînă la 400															+150 +114	+171 +114

8

CONTROLUL DIMENSIUNILOR ŞI SUPRAFEŢELOR CU AJUTORUL CALIBRELOR LIMITATIVE

Calibrele limitative sînt mijloace speciale, care se folosesc pentru controlul şi verificarea pieselor în producţie de serie mare şi de masă, asigurînd o productivitate corespunzătoare productivităţii prelucrării sau execuţiei pieselor.

8.1. CLASIFICAREA ŞI PRINCIPIUL DE LUCRU AL CALIBRELOR

Prin verificarea cu ajutorul calibrelor limitative, nu se determină valorile efective şi nici abaterile efective ale dimensiunilor, ci se stabileşte numai dacă acestea se găsesc între limitele prescrise. Ca urmare, calibrele nu sînt prevăzute cu mecanism de amplificare şi cu mecanism indicator şi nu se face nici o citire. În consecinţă, timpul de control se reduce considerabil, se măreşte foarte mult productivitatea şi comoditatea controlului şi sînt înlăturate diferite erori (de indicaţie, de citire etc.), proprii marii majorităţi a mijloacelor de măsurare şi control.

Din punctul de vedere al poziţiei suprafeţelor sau dimensiunilor pe care le controlează, calibrele se clasifică în :

— calibre pentru suprafeţe sau dimensiuni exterioare ;
— calibre pentru suprafeţe sau dimensiuni interioare.

Calibrele pentru controlul dimensiunilor (suprafeţelor) exterioare au formă de potcoavă sau de inel, iar cele pentru controlul dimensiunilor (suprafeţelor) interioare au formă de tampon (cilindric complet, cilindric incomplet, sferic etc.) ; cu alte cuvinte, suprafaţa sau suprafeţele active ale calibrelor constituie negativul suprafeţei care se controlează.

După felul dimensiunii sau a suprafeţei de controlat, calibrele pot fi : calibre pentru verificarea arborilor cilindrici sau alezajelor cilindrice ; calibre pentru controlul dimensiunilor (lungimii, lăţimii, grosimii, înălţimii şi adîncimii) suprafeţelor care formează ajustaje plane ; calibre pentru controlul distanţei dintre axele a două alezaje sau dintre axa unui alezaj şi o suprafaţă plană; calibre pentru controlul asimetriei suprafeţelor etc.

Scanned with OKEN Scanner

Din punctul de vedere al destinației lor, calibrele se clasifică în :

— calibre de lucru, folosite de către muncitorii care execută piesele pe mașini-unelte ;

— calibre de control, utilizate de către personalul din serviciul de control tehnic al secției ;

— calibre de recepție, utilizate de către controlorii tehnici care fac recepția pieselor ;

— contracalibre, care servesc la verificarea calibrelor în timpul executării lor și în exploatare.

Din punctul de vedere al dimensiunii limită după care verifică piesele, se deosebesc :

— calibre partea „trece" ;

— calibre partea „nu trece".

Această clasificare este direct legată de principiul pe care se bazează concepția și utilizarea calibrelor.

Principiul de verificare cu ajutorul calibrelor, aplicabil la verificarea oricărui fel de suprafețe, va fi exemplificat, în cele ce urmează, pe arbori și alezaje cilindrice.

În figura 8.1. este prezentată *schema de principiu pentru verificarea arborilor*. Astfel, arborii prelucrați trebuie să aibă diametrul efectiv cuprins între diametrul maxim prescris (d_{max}) și diametrul minim prescris (d_{min}). Cu un calibru se verifică dacă arborii au diametrul efectiv mai mic sau cel mult egal cu diametrul maxim, respectiv dacă arborii nu au, cumva, diametrul efectiv mai mare decît d_{max}. Arborii corespunzători trebuie să treacă prin acest calibru, care se numește partea „trece". În principiu, dimensiunea nominală a acestui

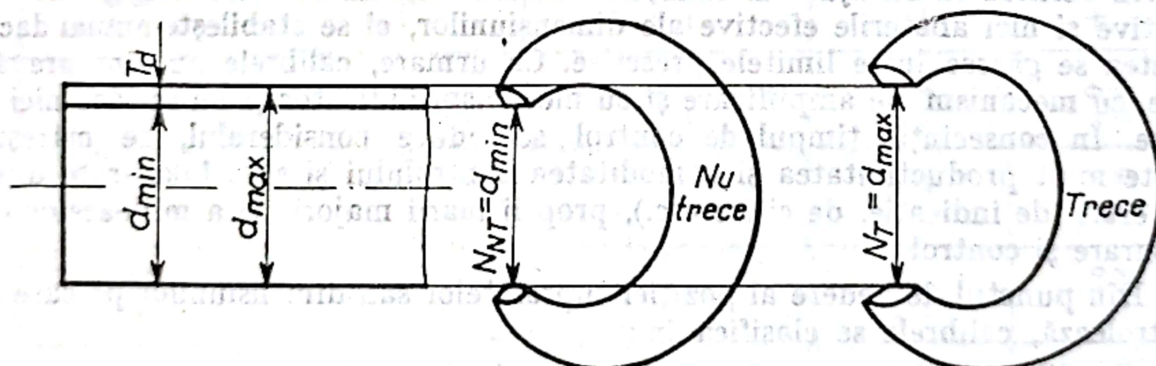


Fig. 8.1. Schema de principiu pentru verificarea arborilor cu ajutorul calibrelor limitative.

calibru este egală cu diametrul maxim admis pentru arbori. Cu un al doilea calibru trebuie să se verifice și dacă arborii au diametrul efectiv mai mare sau cel puțin egal cu diametrul minim prescris, respectiv dacă diametrul efectiv nu este mai mic decît d_{min}. Arborii corespunzători nu trebuie să treacă prin acest calibru, care se numește partea „nu trece". În principiu, dimensiunea nominală a calibrului partea „nu trece" este egală cu diametrul minim prescris al arborilor. Arborii care nu trec prin calibrul partea „trece", respectiv care au diametrul efectiv mai mare decît d_{max}, constituie piese rebut recuperabil, întrucît, printr-o prelucrare suplimentară, diametrele lor pot fi micșorate și aduse între limitele prescrise. Arborii care trec prin calibrul partea „nu trece" sînt,

în marea majoritate a cazurilor, rebuturi nerecuperabile, ce mai pot fi utilizate doar pentru executarea unor piese cu dimensiuni mai mici.

În figura 8.2 este prezentată *schema de principiu pentru verificarea alezajelor*. Ca și arborii, alezajele prelucrate trebuie să aibă, pentru diametrul efectiv, valori cuprinse între diametrul maxim prescris (D_{max}) și diametrul minim prescris (D_{min}). Cu un calibru se verifică dacă alezajele au (sau nu au) diametrul efectiv mai mare ori cel puțin egal cu D_{min}. Acest calibru trebuie să treacă prin alezajele considerate corespunzătoare și, din acest motiv, el se numește calibru partea „trece". Alezajele, prin care nu trece calibrul partea „trece", au diametrul efectiv mai mic decît D_{min} și ele sînt considerate rebut recuperabil (diametrul lor poate fi mărit și adus între limitele prescrise printr-o prelucrare suplimentară). Teoretic, dimensiunea nominală a calibrului partea „trece" pentru alezaje este egal cu D_{min}. Cu un al doilea calibru se verifică dacă alezajele au (sau nu au) diametrul efectiv mai mic ori cel mult egal cu D_{max}. Acest calibru, care se numește partea „nu trece", are diametrul nominal egal, teoretic, cu D_{max} și el nu trebuie să treacă prin alezajele considerate corespunzătoare. Alezajele, prin care trece calibrul partea „nu trece", au diametrul efectiv mai mare decît D_{max} și ele sînt considerate rebuturi nerecuperabile, ce mai pot fi folosite, eventual, pentru executarea unor piese cu alte dimensiuni.

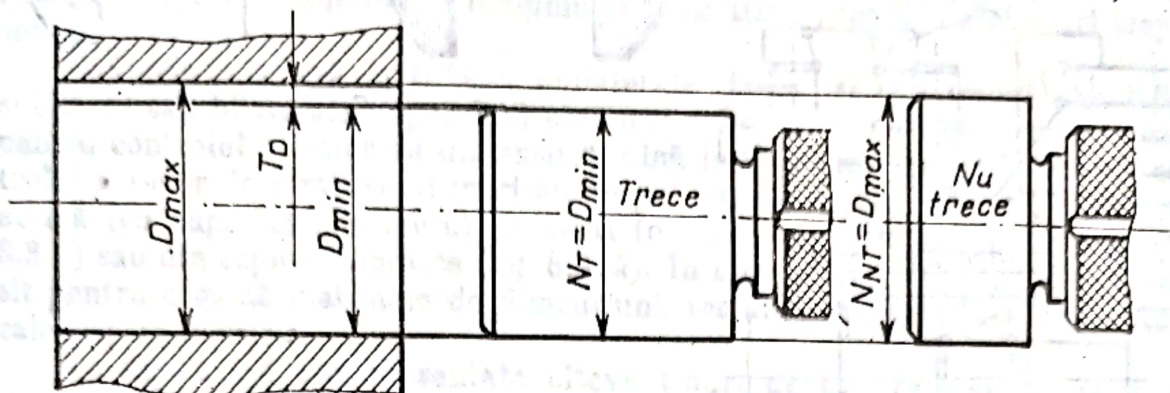


Fig. 8.2. Schema de principiu pentru verificarea alezajelor cu ajutorul calibrelor limitative.

8.2. TIPURI CONSTRUCTIVE DE CALIBRE

Calibrele se execută în diferite tipuri constructive, în funcție de mărimea și precizia dimensiunilor pieselor care se verifică, de productivitatea necesară în timpul controlului, de economicitatea și comoditatea mînuirii calibrului și de alți factori.

În figura 8.3 sînt prezentate cîteva tipuri de calibre pentru controlul dimensiunilor exterioare. Astfel, calibrul plat bilateral cu limitele „trece" și „nu trece" (fig. 8.3,*a*) se execută din tablă și se utilizează, de obicei, pentru controlul pieselor cu dimensiuni pînă la 50 mm. Calibrul plat unilateral „trece" și „nu trece"(fig. 8.3,*b*), executat tot din tablă, asigură, în comparație cu primul tip, un control mult mai rapid (mai productiv) și se folosește la verificarea pieselor tip arbore (cilindric sau de altă formă), cu dimensiuni pînă la

Scanned with OKEN Scanner

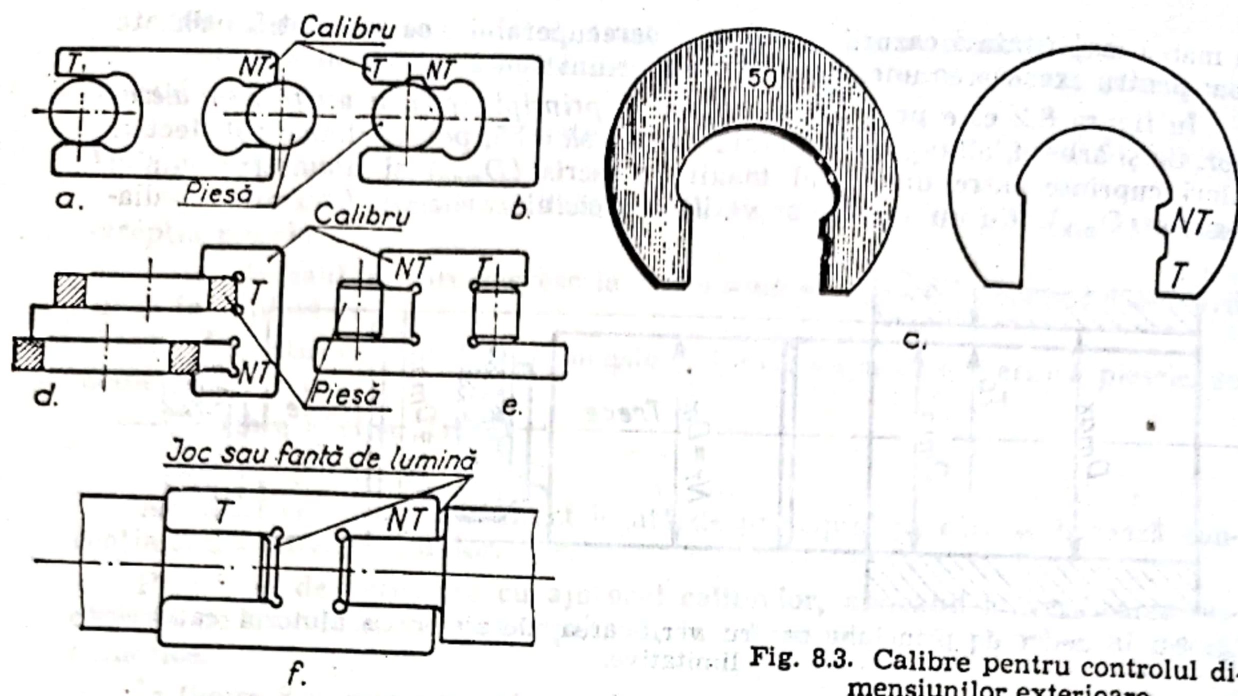


Fig. 8.3. **Calibre pentru controlul dimensiunilor exterioare.**

Scanned with OKEN Scanner

80 mm. În figura 8.3, *c* este prezentat un calibru-potcoavă unilateral, partea „trece" și „nu trece", folosit pentru verificarea suprafețelor cilindrice (arbori) sau plate cu diametre, respectiv, dimensiuni pînă la 300 mm. (calibrele pentru dimensiuni mai mari de 100 mm au corpul prevăzut cu găuri pentru micșorarea masei). În figura 8.3, *d* și 8.3, *e* sînt prezentate un calibru plat pentru verificarea lățimii inelelor și, respectiv, un calibru plat pentru verificarea lungimii unor piese de dimensiuni mici. Calibrul plat din figura 8.3, *f* servește pentru verificarea, la fantă de lumină, a lungimii sau înălțimii proeminențelor ori treptelor unor piese.

Calibrele-potcoavă matrițate, unilaterale „trece" și „nu trece" (fig. 8.3, *g* și 8.3, *h*) sau bilaterale (fig, 8.3, *i*) sînt mai robuste și mai rigide și se folosesc pentru controlul pieselor cu dimensiuni pînă la 200 mm. Calibrele pentru controlul pieselor de dimensiuni mari au corpul executat prin turnare, iar partea activă (cu suprafețe de lucru) poate fi formată din pastile schimbabile (fig. 8.3, *j*) sau din cepuri cilindrice (fig. 8.3, *k*). În ultimul caz, calibrul poate fi folosit pentru o gamă mai mare de dimensiuni, reglarea lui făcîndu-se cu ajutorul calelor plan-paralele.

În figura 8.4. sînt prezentate cîteva tipuri de calibre pentru controlul dimensiunilor și suprafețelor interioare. Calibrele tampon cilindrice simple, utilizate mai mult pentru verificarea alezajelor cilindrice cu diametrul pînă la 80 mm, pot fi: cu o singură limită („trece" —fig. 8.4, *a* și „nu trece" — fig. 8.4, *b*), bilaterale cu două limite (fig. 8.4, *c*) și unilaterale cu două limite (fig. 8.4, *d*); ultimul tip este mai productiv. Pentru verificarea suprafețelor interioare cu dimensiuni sub 5—6 mm, se folosesc calibre subțiri de tipul celor prezentate în figura 8.4, *e* și 8.4. *f*. Pentru controlul alezajelor cu diametre între 30 și 120 mm, se pot utiliza calibre compuse (fig. 8.4,*g*), la care părțile cilindrice active se fixează pe mîner cu ajutorul șuruburilor. De menționat că, cu ajutorul calibrelor cilindrice partea „trece" se poate face și verificarea formei geometrice a alezajelor străpunse, iar, din motive ușor de înțeles, calibrele partea „nu trece" sînt mai înguste decît partea „trece". Dimensiunile suprafețelor interioare de formă cilindrică sau de altă formă se pot controla și cu ajutorul calibrelor plate bilaterale. (fig. 8.4, *h*) sau unilaterale (fig. 8.4, *i*). Suprafețele interioare de dimensiuni mari (peste 100 mm) se verifică, de obicei, cu ajutorul calibrelor tampon incomplete (fig. 8,4. *j*) care pot fi cu o limită sau cu două limite. Dimensiunile interioare foarte mari(pînă la și peste 1 000mm) se verifică cu ajutorul calibrelor vergea cu capete sferice (fig. 8.4, *k*). Adîncimea unor cavități se poate verifica la fantă de lumină cu ajutorul unor calibre de tipul celui prezentat în figura 8.4, *l*, iar pentru verificarea lungimii treptelor unor alezaje, se pot utiliza calibre de felul celui prezentat în figura 8.4, *m*. În afara calibrelor deja prezentate, pentru verificarea suprafețelor interioare se mai pot utiliza, după caz, calibre tampon sferice, calibre tampon incomplete reglabile și altele.

8.3. SISTEMUL ISO DE TOLERANȚE PENTRU CALIBRE ȘI CONTRACALIBRE

Fiind mijloace de control, calibrele trebuie să se execute la o precizie mult mai mare decît a pieselor pe care le controlează. În funcție de valoarea dimensiunilor nominale și de precizia acestora, toleranța calibrului constituie, în

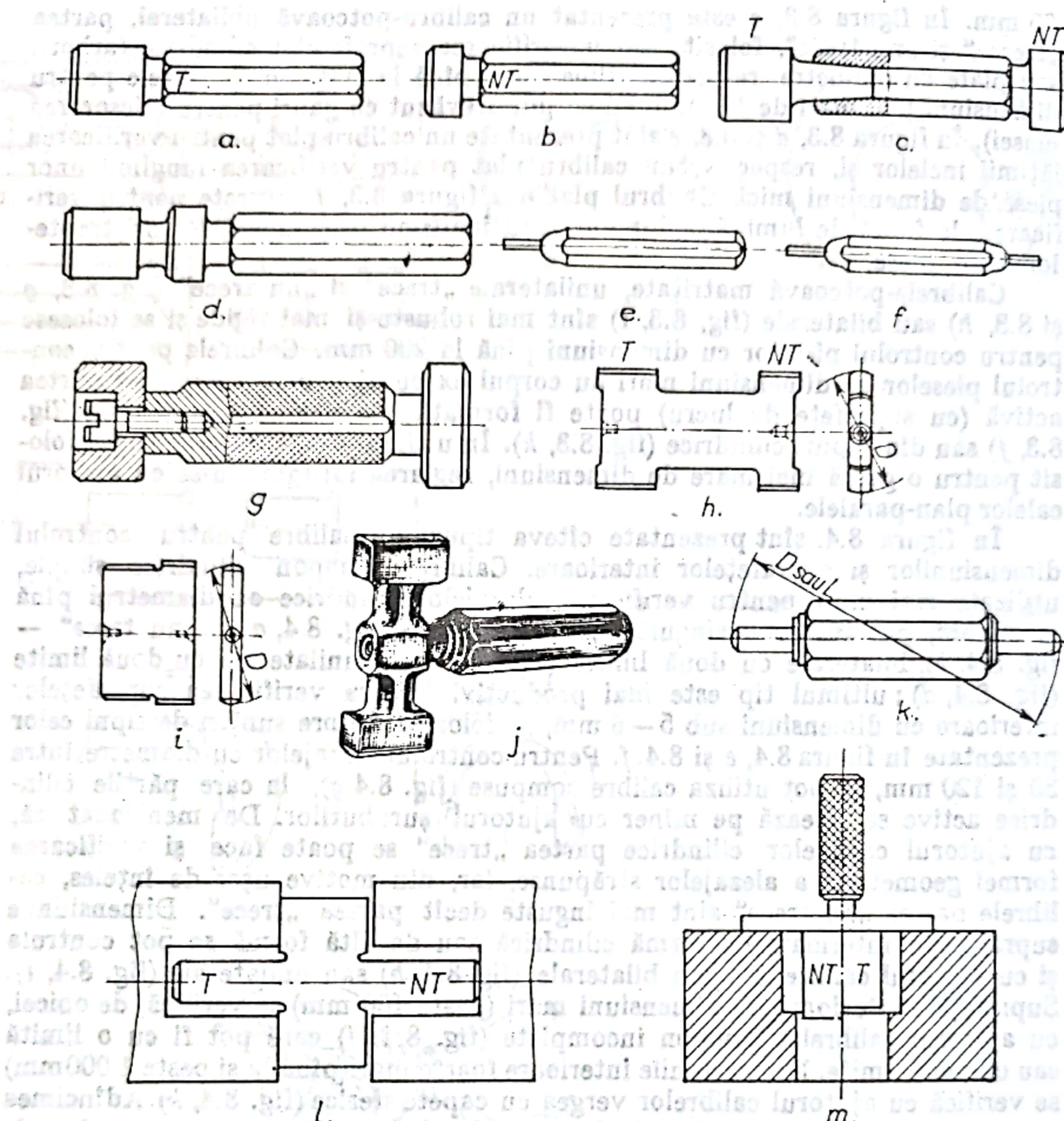


Fig. 8.4. Calibre pentru controlul dimensiunilor interioare.

general, de la 1/3 pînă la 1/10 din toleranţa la dimensiunea piesei verificate. Dacă la dimensiunea calibrelor de lucru partea „nu trece" se prevede o toleranţă obişnuită de execuţie (ca la orice piesă), la dimensiunea calibrului de lucru partea „trece" este prevăzută (în afara toleranţei de execuţie obişnuită) şi o aşa-numită *toleranţă de uzură,* care este, de fapt, un strat de material ce urmează a se consuma treptat în perioada de folosire a calibrelor. Necesitatea toleranţei de uzură este impusă de faptul că suprafaţa activă a calibrului partea „trece" vine în contact funcţional cu marea majoritate a pieselor controlate şi, deci, se uzează în mult mai mare măsură decît calibrul partea „nu trece".

În figura 8.5 sînt prezentate poziţiile cîmpurilor de toleranţă ale calibrelor şi contracalibrelor pentru verificarea arborilor (suprafeţelor exterioare). Între poziţiile toleranţelor calibrelor pentru verificarea arborilor cu dimensiuni pînă

Scanned with OKEN Scanner

la 180 mm inclusiv (fig. 8.5, *a*) și pozițiile toleranțelor pentru verificarea arborilor cu dimensiuni peste 180 mm (fig. 8.5, *b*) există anumite deosebiri, care vor fi arătate în cele ce urmează.

Dimensiunea nominală a calibrului partea „trece" (notat cu „T_{nou}") pentru verificarea arborilor cu orice dimensiune este egală cu diametrul maxim prescris al arborelui d_{max} minus o valoare z_1. Toleranța de fabricație (de execuție) a

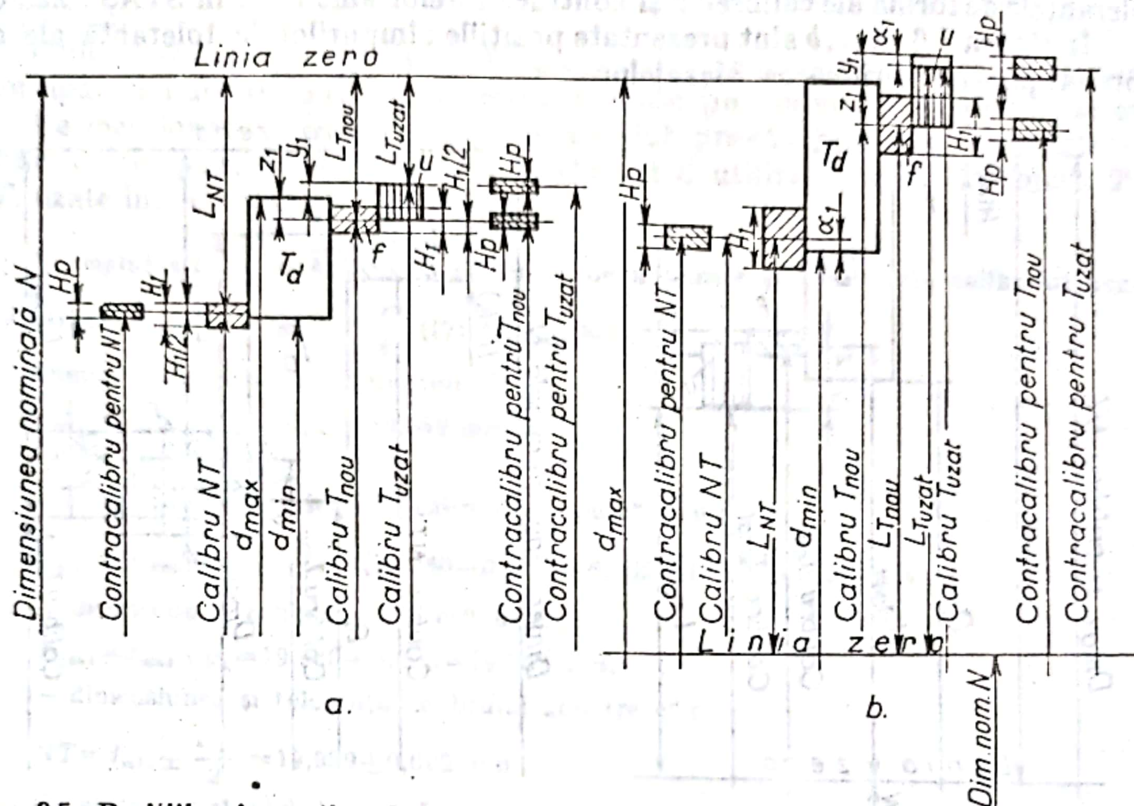


Fig. 8.5. Pozițiile cîmpurilor de toleranță ale calibrelor pentru verificarea arborilor.

calibrului, notată cu H_1, este dată simetric față de această dimensiune nominală $(\pm\frac{H_1}{2})$. Toleranța de uzură începe de la mijlocul toleranței de fabricație și ajunge peste diametrul maxim la o distanță y_1 (la calibrele pentru verificarea arborilor cu treptele de precizie 9—16, $y_1=0$) ; în felul acesta, dimensiunea calibrului uzat este $T_{uzat}=d_{max}+y_1$ pentru dimensiuni nominale ale arborilor verificați pînă la 180 mm și $T_{uzat}=d_{max}+y_1-\alpha_1$ pentru dimensiuni nominale peste 180 mm, α_1 fiind o zonă de siguranță pentru compensarea erorilor de măsurare.

Dimensiunea nominală a calibrului partea „nu trece" (notat cu „NT") este egală cu diametrul minim prescris (d_{min}) al arborilor — pentru dimensiuni pînă la 180 mm și cu $d_{min}+\alpha_1$— pentru dimensiuni peste 180 mm. Toleranța de fabricație a calibrului NT este dată simetric față de dimensiunea nominală a lui $(\pm\frac{H_1}{2})$.

Contracalibrele pentru verificarea calibrelor de lucru au, ca dimensiuni nominale, dimensiunea nominală a calibrului T_{nou}, dimensiunea maximă de uzură a calibrului T_{uzat} și, respectiv, dimensiunea nominală a calibrului NT ; toleranțele contracalibrelor (H_p) sînt date simetric față de dimensiunile nominale ale lor.

Scanned with OKEN Scanner

Dimensiunile nominale ale calibrelor T_{nou} ,T_{uzat} şi NT pentru arbori se pot calcula şi cu ajutorul valorilor $L_{T\ nou}$, $L_{T\ uzat}$ şi L_{NT}, care sînt diferenţele dintre respectivele dimensiuni nominale şi dimensiunea nominală a arborilor verificaţi.

Valorile y_1, z_1 şi α_1 şi treptele de precizie ale calibrelor sînt date în STAS 8222-68, iar valorile $L_{T\ nou}$, $L_{T\ uzat}$ şi L_{NT}, abaterile limită la dimensiune şi toleranţele de formă ale calibrelor şi contracalibrelor sînt date în STAS 8223-68.

În figura 8.6, *a* şi ,*b* sînt prezentate poziţiile cîmpurilor de toleranţă ale calibrelor pentru verificarea alezajelor.

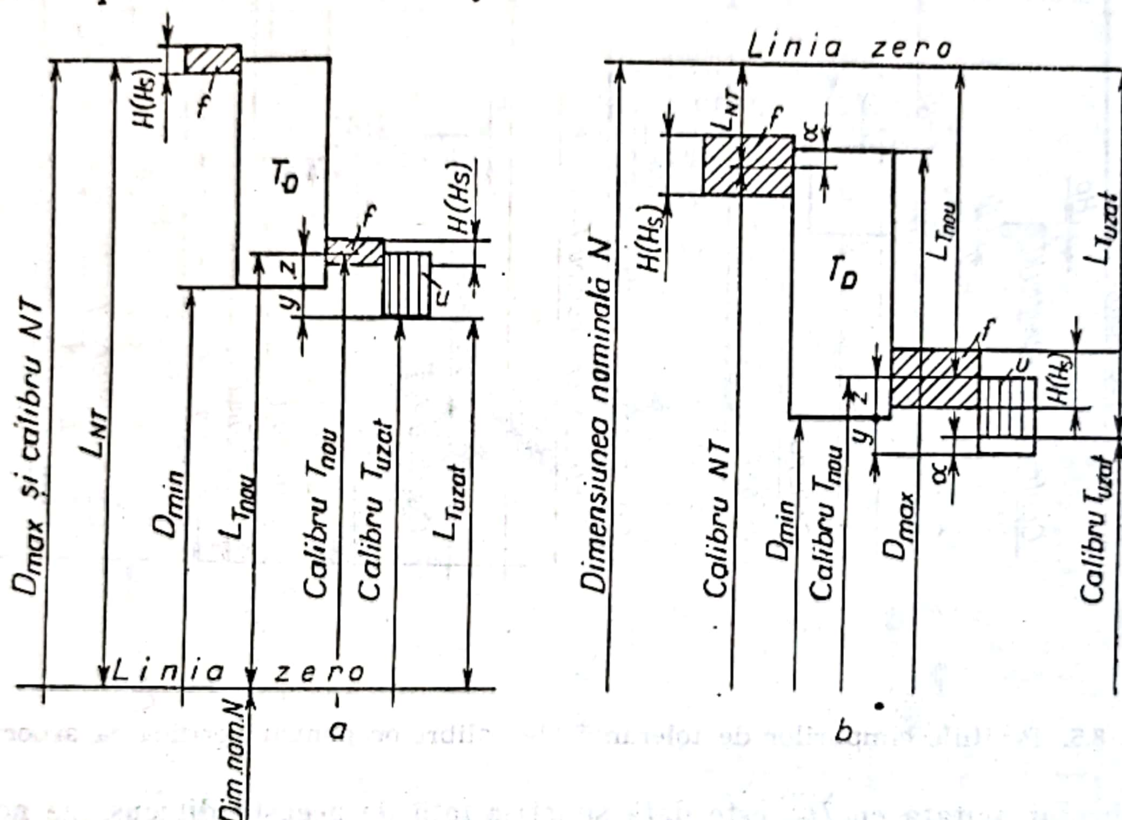


Fig. 8.6. Poziţiile cîmpurilor de toleranţă ale calibrelor pentru verificarea alezajelor.

Dimensiunea nominală a calibrului T_{nou} pentru verificarea alezajelor cu orice dimensiune este egală cu diametrul minim prescris D_{min} al alezajului plus o valoare z. Toleranţa de fabricaţie, notată cu H pentru calibre-tampon cilindrice şi cu H_s pentru calibre tampon sferice, este dată simetric faţă de această dimensiune nominală ($\pm \frac{H}{2}$, respectiv $\pm \frac{H_s}{2}$). Toleranţa de uzură începe de la mijlocul toleranţei de fabricaţie şi ajunge sub diametrul minim prescris la o distanţă y (la calibrele pentru verificarea alezajelor cu treptele de precizie 9—16, $y=0$) ; în acest fel, dimensiunea calibrului uzat este egală cu $D_{min}-y$ pentru dimensiuni ale alezajelor pînă la 180 mm şi cu $D_{min}-y+\alpha$ pentru dimensiuni peste 180 mm (ca şi la calibrele pentru arbori, α este o zonă de siguranţă pentru compensarea erorilor de măsurare).

Dimensiunea nominală a calibrului NT este egală cu diametrul maxim prescris D_{max} al alezajului pentru dimensiuni pînă la 180 mm şi cu $D_{max}-\alpha$ pentru dimensiuni peste 180 mm. Toleranţa de fabricaţie a calibrului NT este dată simetric faţă de dimensiunea nominală a lui ($\pm \frac{H}{2}$, respectiv $\pm \frac{H_s}{2}$).

Dimensiunile nominale ale calibrelor T_{nou}, T_{uzat} şi NT se pot calcula şi cu ajutorul valorilor $L_{T\,nou}$, $L_{T\,uzat}$ şi L_{NT}, care au aceeaşi semnificaţie ca la calibrele pentru arbori.

Valorile z, y şi α şi treptele de precizie ale calibrelor sînt date în STAS 8222-68, iar valorile $L_{T\,nou}$, $L_{T\,uzat}$ şi L_{NT}, abaterile limită de dimensiune şi toleranţele de formă ale calibrelor pentru verificarea alezajelor sînt date în STAS 8221-68.

Calibrele-tampon nu se verifică cu ajutorul contracalibrelor, ci cu ajutorul unor aparate universale ca : optimetrul, microscopul universal de măsurare etc.

De menţionat că, în sistemul ISO, nu sînt prevăzute calibre de control şi calibre de recepţie, dar în această calitate pot fi utilizate calibre de lucru T şi NT, uzate într-o anumită măsură.

Exemplul 8.1. Să se determine dimensiunile nominale şi toleranţele calibrelor pentru verificarea arborilor $\varnothing\, 20 {}^{-0,020}_{-0,041}$ (f7) (v. fig. 8.5, *a*).

Dimensiunile limită ale arborilor sînt :

$d_{max}=19,980$ mm ; $d_{min}=19,959$ mm.

Cu ajutorul valorilor z_1 şi y_1 :

— dimensiunea şi toleranţa calibrului „trece" nou :

$$T_{nou}=(d_{max}-z_1)\pm\frac{H_1}{2}=(19,980-0,003)\pm0,002=19,977\pm0,002\text{mm} ;$$

— dimensiunea calibrului „trece" uzat ;

$$T_{uzat}=d_{max}+y_1=19,980+0,003=19,983 \text{ mm.}$$

— dimensiunea şi toleranţa calibrului „nu trece" :

$$NT=d_{min}\pm\frac{H_1}{2}=19,959\pm0,002 \text{ mm.}$$

Cu ajutorul valorilor $L_{T\,nou}$, $L_{T\,uzat}$ şi L_{NT} :

— dimensiunea şi toleranţa calibrului „trece" nou :

$$T_{nou}=(N+L_{T\,nou})\pm\frac{H_1}{2}=(20-0,023)\pm0,002=19,977\pm0,002 \text{ mm} ;$$

— dimensiunea calibrului „trece" uzat :

$$T_{uzat}=N+L_{T\,uzat}=20-0,017=19,983 \text{ mm.}$$

— dimensiunea şi toleranţa calibrului „nu trece" :

$$NT=(N+L_{NT})\pm\frac{H_1}{2}=(20-0,041)\pm0\,002=19,959\pm0,002 \text{ mm.}$$

Dimensiunile şi toleranţele contracalibrelor :

— dimensiunea şi toleranţa contracalibrului pentru calibrul „trece" nou:

$CT_{nou}=19,977\pm0,00075$ mm ;

— dimensiunea şi toleranţa contracalibrului pentru calibrul „trece" uzat :

$CT_{uzat}=19,983\pm0,00075$ mm ;

— dimensiunea şi toleranţa contracalibrului pentru calibrul „nu trece" :

$CNT=19,959\pm0,00075$ mm.

Exemplul 8.2. Să se determine dimensiunile nominale şi toleranţele calibrelor pentru verificarea arborilor $\varnothing\, 250 {}^{+0,113}_{+0,084}$ (r6) (v. fig. 8.5, *b*).

Dimensiunile limită ale arborilor sînt :

$d_{max}=250,113$ mm ; $d_{min}=250,084$ mm.

Cu ajutorul valorilor z_1, y_1 şi α_1 :
— dimensiunile şi toleranţa calibrului „trece" nou :

$$T_{nou}=(d_{max}-z_1)\pm\frac{H_1}{2}=(250,113-0,007)\pm0.005=250,106\pm0,005 \text{ mm}$$

— dimensiunea calibrului „trece" uzat :

$$T_{uzat}=d_{max}+y_1-\alpha_1=250,113+0,005-0,002=250,116 \text{ mm};$$

— dimensiunea şi toleranţa calibrului „nu trece" :

$$NT=(d_{min}+\alpha_1)\pm\frac{H_1}{2}=(250,084+0,002)\pm0,005=250,086\pm0,005 \text{ mm}.$$

Cu ajutorul valorilor $L_{T\ nou}$, $L_{T\ uzat}$ şi L_{NT} :
— dimensiunea şi toleranţa calibrului „trece" nou :

$$T_{nou}=(N+L_{T\ nou})\pm\frac{H_1}{2}\ (250+0,106)\pm0,005=250,106\pm0,005 \text{ mm};$$

— dimensiunea calibrului „trece" uzat :

$$T_{uzat}=N+L_{T\ uzat}=250+0,116=250,116 \text{ mm};$$

— dimensiunea şi toleranţa calibrului „nu trece" :

$$NT=(N+L_{NT})\pm\frac{H_1}{2}=(250+0,086)\pm0,005=250,086\pm0,005 \text{ mm}.$$

Dimensiunile şi toleranţele contracalibrelor :
— dimensiunea şi toleranţa contracalibrului pentru calibrul „trece" nou :
$CT_{nou}=250,106\pm0,00225$ mm ;
— dimensiunea şi toleranţa contracalibrului pentru calibrul „trece" uzat :
$CT_{uzat}=250,116\pm0,00225$ mm ;
— dimensiunea şi toleranţa contracalibrului pentru calibrul „nu trece"
$CNT=250,086\pm0,00225$ mm.

Exemplul 8.3. Să se determine dimensiunile nominale şi toleranţele calibrelor pentru verificarea alezajelor $\varnothing 35^{+0,119}_{+0,080}$ (D8) (v. fig. 8.6, *a*).

Dimensiunile limită ale alezajelor sînt :

$D_{max}=35,119$ mm ; $D_{min}=35,080$ mm.

Cu ajutorul valorilor z şi y :

— dimensiunea şi tolerceanţa calibrului „trece" nou:

$$T_{nou}=(D_{min}+z)\pm\frac{H}{2}=(35,080+0,006)\pm0,002=35,086\pm0,002 \text{ mm};$$

— dimensiunea calibrului „trece" uzat :

$$T_{uzat}=D_{min}-y=35,080-0,005=35,075 \text{ mm};$$

— dimensiunea şi toleranţa calibrului „nu trece" :

$$NT=D_{max}\pm\frac{H}{2}=35,119\pm0,002 \text{ mm}.$$

Cu ajutorul valorilor $L_{T\ nou}$, $L_{T\ uzat}$ şi L_{NT} :

— dimensiunea şi toleranţa calibrului „trece" nou :

$$T_{nou}=(N+L_{T\ nou})\pm\frac{H}{2}=(35+0,086)\pm0,002=35,086\pm0,002 \text{ mm}$$

— dimensiunea calibrului „trece" uzat :

$$T_{uzat}=N+L_{T\ uzat}=35+0,075=35,075 \text{ mm};$$

— dimensiunea şi toleranţa calibrului „nu trece" :

$$NT=(N+L_{NT})\pm\frac{H}{2}=(35+0,119)\pm0,002=35,119\pm0,002 \text{ mm}.$$

Exemplul 8.4. Să se determine dimensiunile nominale şi toleranţele calibrelor pentru verificarea alezajelor $\varnothing 200^{-0,014}_{-0,060}$ (N 7) (v. fig. 8.6, *b*).

Dimensiunile limită ale alezajelor sînt:

$D_{max}=199,986$ mm ; $D_{min}=199,940$ mm.

Cu ajutorul valorilor z, y şi α:

— dimensiunea nominală şi toleranţa calibrului „trece" nou:

$$T_{nou}=(D_{min}+z)\pm\frac{H}{2}=(199,940+0,007)\pm0,005=199,947\pm0,005\text{ mm};$$

— dimensiunea calibrului „trece" uzat:

$$T_{uzat}=D_{min}-y+\alpha=199,940-0,006+0,003=199,937\text{ mm};$$

— dimensiunea şi toleranţa calibrului „nu trece":

$$NT=(D_{max}-\alpha)\pm\frac{H}{2}=(199,986-0,003)\pm0,005=199,983\pm0,005\text{ mm}.$$

Cu ajutorul valorilor $L_{T\,nou}$, $L_{T\,uzat}$ şi L_{NT}:

— dimensiunea şi toleranţa calibrului „trece" nou:

$$T_{nou}=(N+L_{T\,nou})\pm\frac{H}{2}=(200-0,053)\pm0,005=199,947\pm0,005\text{ mm};$$

— dimensiunea calibrului „trece" uzat:

$$T_{uzat}=N+L_{T\,uzat}=200-0,063=199,937\text{ mm};$$

— dimensiunea şi toleranţa calibrului „nu trece":

$$NT=(N+L_{NT})\pm\frac{H}{2}=(200-0,017)\pm0,005=199,983\pm0,005\text{ mm}.$$

8.4. TOLERANŢELE CALIBRELOR PENTRU CONTROLUL SUPRAFEŢELOR CARE FORMEAZĂ AJUSTAJE PLANE

În general, pentru dimensiunile suprafeţelor care formează ajustaje plane se pot adopta, corespunzător condiţiilor funcţionale mai mult sau mai puţin pretenţioase, toleranţe ISO conform STAS 8100-68 . . . 8110-68. Ca atare, toleranţele calibrelor şi contracalibrelor utilizate pentru controlul acestor dimensiuni se stabilesc după metoda deja expusă la subcap. 8.3, conform STAS 8221-68 . . . 8223-68. În acest caz, dimensiunile plane exterioare, respectiv dimensiunile suprafeţelor plane cuprinse (exterioare), vor fi asimilate cu dimensiunile arborilor cilindri, iar dimensiunile plane interioare, respectiv dimensiunile suprafeţelor plane cuprinzătoare (interioare), vor fi asimilate cu dimensiunile alezajelor cilindrice.

În alte cazuri, independent de cele prezentate prin STAS 8221-68 . . . . . . 8223-68, toleranţele de fabricaţie pentru calibrele „trece" şi „nu trece" şi toleranţa de uzură pentru calibrele „trece" se pot calcula astfel:

$$T_c=T_u\approx\frac{T_L}{10}\text{ pentru } L\leqslant100\text{ mm};$$

$$T_c=T_u\approx\frac{T_L}{14}\text{ pentru } L>100\text{ mm},$$

în care T_L este toleranţa dimensiunii. În ce priveşte poziţiile toleranţelor calibrelor în raport cu toleranţa dimensiunii, se recomandă ca acestea să se stabilească corespunzător figurii 8.7, *a* — pentru calibrele potcoavă plane (la controlul dimensiunilor plane exterioare) şi figurii 8.7, *b* — pentru calibrele tampon plane.

Scanned with OKEN Scanner

În acest fel, se respectă, principial, pozițiile prevăzute în STAS 8221-60 ... ... 8223-68, cu singura deosebire că dimensiunile nominale ale calibrelor se iau egale cu valorile limită corespunzătoare ale dimensiunilor care se controlează. Ca urmare, dimensiunile nominale și toleranțele calibrului „trece" nou sînt :

— pentru controlul dimensiunilor plane exterioare

$$T_{nou}=L_{max}\pm\frac{T_c}{2};$$

— pentru controlul dimensiunilor plane interioare.

$$T_{nou}=L_{min}\pm\frac{T_c}{2}.$$

Dimensiunile nominale și toleranțele calibrului „nu trece" sînt :

— pentru controlul dimensiunilor plane exterioare

$$NT=L_{min}\pm\frac{T_c}{2};$$

— pentru controlul dimensiunilor plane interioare

$$NT=L_{max}\pm\frac{T_c}{2}.$$

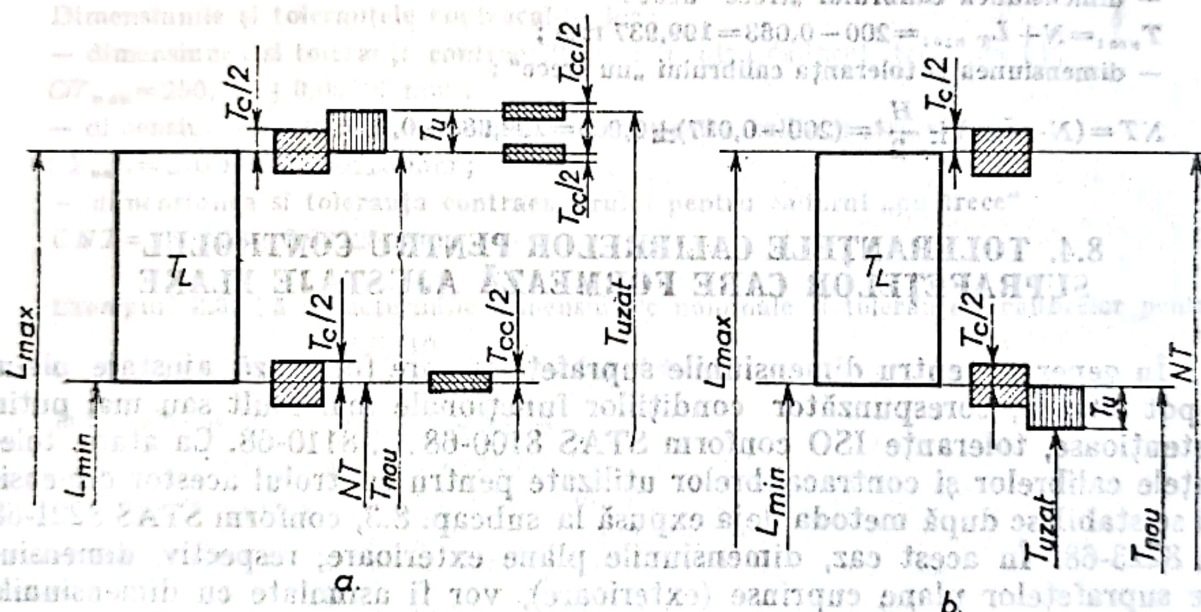


Fig. 8.7. Pozițiile cîmpurilor de toleranță ale calibrelor plane.

Din cele arătate, rezultă că valoarea inițială a toleranței dimensiunii plane controlate este afectată de o variație $\pm\frac{T_L}{10}$, respectiv $\pm\frac{T_L}{14}$. Toleranțele contracalibrelor pentru verificarea calibrelor potcoavă (sau similare) se iau egale cu aproximativ 1/3 din toleranța calibrului și au poziții asemănătoare cu cele prevăzute în sistemul ISO (fig. 8.7, *a*).

8.5. CALIBRE PENTRU CONTROLUL DISTANȚEI DINTRE AXELE ALEZAJELOR

Controlul distanței dintre axele alezajelor cu ajutorul calibrelor se face fie ținînd seama de influența toleranțelor la diametrele alezajelor, fie indiferent de variația valorilor efective ale diametrelor.


Scanned with OKEN Scanner

În primul caz, se controlează distanța dintre cele mai apropiate generatoare sau distanța dintre cele mai depărtate generatoare ale celor două alezaje. Fie, de exemplu, piesa prezentată în figura 8.8, *a*, la care diametrele D_1 (al alezajului din stînga) și D_2 (al alezajului din dreapta) sînt egale fiecare cu $20^{+0,05}_{0}$ mm, iar distanța între axe $L=100\pm0,1$ mm. Distanța dintre cele mai apropiate generatoare ale alezajelor, notată cu X (fig. 8.8, *b*) și care poate fi controlată cu ajutorul unui calibru potcoavă plat, se determină astfel:

$$X=L-\left(\frac{D_1}{2}+\frac{D_2}{2}\right).$$

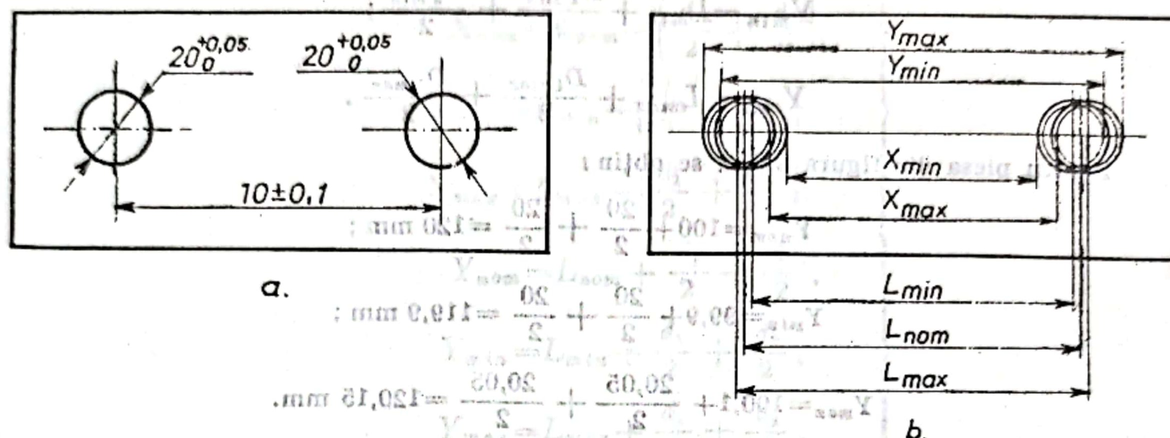


Fig. 8.8. Controlul distanței dintre axele alezajelor.

Dacă se ține seamă de valorile nominale și valorile limită prescrise ale lui L, D_1 și D_2, se obțin valoarea nominală și valorile limită ale lui X:

$$X_{nom}=L_{nom}-\left(\frac{D_{1\,nom}}{2}+\frac{D_{2\,nom}}{2}\right);$$

$$X_{min}=L_{min}-\left(\frac{D_{1\,max}}{2}+\frac{D_{2\,max}}{2}\right);$$

$$X_{max}=L_{max}-\left(\frac{D_{1\,min}}{2}+\frac{D_{2\,min}}{2}\right).$$

Pentru exemplul din figura 8.8, *a* se obțin:

$$X_{nom}=100-\left(\frac{20}{2}+\frac{20}{2}\right)=80 \text{ mm};$$

$$X_{min}=99,9-\left(\frac{20,05}{2}+\frac{20,05}{2}\right)=79,85 \text{ mm};$$

$$X_{max}=100,1-\left(\frac{20}{2}+\frac{20}{2}\right)=80,10 \text{ mm}.$$

Prin urmare, pentru controlul dimensiunii $X=80^{+0,10}_{-0,15}$ mm se va folosi un calibru potcoavă plat, cu partea „trece" avînd dimensiunea nominală de 80,10 mm și cu partea „nu trece" avînd dimensiunea nominală de 79,85 mm (toleranțele de execuție și de uzură ale celor două părți se vor stabili conform celor arătate la subcap. 8.4).

Distanţa dintre cele mai depărtate generatoare, notată cu Y (fig. 8.8, *b*) şi care poate fi controlată cu ajutorul unui calibru tampon plat, se determină astfel:

$$Y=L+\frac{D_1}{2}+\frac{D_2}{2}.$$

Valoarea nominală şi valorile limită ale lui Y se calculează astfel:

$$Y_{nom}=L_{nom}+\frac{D_{1\,nom}}{2}+\frac{D_{2\,nom}}{2};$$

$$Y_{min}=L_{min}+\frac{D_{1\,min}}{2}+\frac{D_{2\,min}}{2};$$

$$Y_{max}=L_{max}+\frac{D_{1\,max}}{2}+\frac{D_{2\,max}}{2}.$$

Pentru piesa din figura 8.8, *a* se obţin:

$$Y_{nom}=100+\frac{20}{2}+\frac{20}{2}=120 \text{ mm};$$

$$Y_{min}=99{,}9+\frac{20}{2}+\frac{20}{2}=119{,}9 \text{ mm};$$

$$Y_{max}=100{,}1+\frac{20{,}05}{2}+\frac{20{,}05}{2}=120{,}15 \text{ mm}.$$

Prin urmare, pentru controlul dimensiunii $Y=120^{+0,15}_{-0,10}$ mm se va folosi un calibru tampon plat, cu partea „trece" avînd dimensiunea nominală de 119,9 mm şi cu partea „nu trece" avînd dimensiunea nominală de 120,15 mm (toleranţele de execuţie şi de uzură ale celor două părţi se vor stabili conform celor arătate la subcap. 8.4).

De menţionat că controlul distanţei între axe cu ajutorul calibrelor pentru dimensiunea X sau pentru dimensiunea Y se poate aplica numai dacă există siguranţa că diametrele alezajelor au valori efective între limitele prescrise.

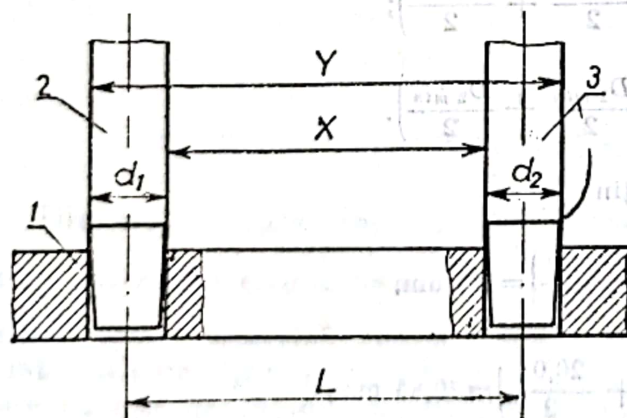


Fig. 8.9. Materializarea axelor la controlul distanţei dintre axele alezajelor.

Calibrul potcoavă plat „trece" şi „nu trece" pentru dimensiunea X are, de exemplu, forma prezentată în figura 8.3, *b* sau 8.3, *c*, iar calibrul tampon plat „trece" şi „nu trece" pentru dimensiunea Y are, de exemplu, forma prezentată în figura 8.4, *i*; la amîndouă calibrele suprafeţele de contact (active) trebuie să fie semicilindrice, cu o rază mai mică decît raza alezajelor controlate.

În situaţia cînd se impune evitarea influenţei variaţiilor la diametrele alezajelor, se aplică principiul materializării axelor cu ajutorul unor dornuri de construcţie mai simplă (cu o treaptă conică şi una cilindrică) sau mai complicată (cu plunjere, cu o treaptă conică elastică etc.). În figura 8.9 este prezentat, schematic, principiul materializării axelor cu ajutorul dornurilor simple. În

Scanned with OKEN Scanner

alezajele piesei *1* se introduc, cu partea conică (conicitatea între 1 : 20 şi 1 : 50), dornurile *2* şi *3*. Pentru asigurarea unei centrări mai bune, se recomandă ca partea (treapta) conică să fie frezată longitudinal pe trei porţiuni dispuse la 120° una faţă de celelalte şi cu dimensiuni (în secţiune) aproximativ egale cu ale porţiunilor nefrezate.

În producţia de serie mare şi de masă dimensiunea X (dintre cele mai apropiate generatoare ale treptelor cilindrice ale dornurilor) sau dimensiunea *Y* (dintre cele mai depărtate generatoare) se controlează cu ajutorul calibrelor tampon, respectiv potcoavă, „trece" şi „nu trece". Cunoscînd, cu suficientă precizie diametrele d_1 şi d_2 ale dornurilor, valorile dimensiunilor X şi *Y* se calculează cu relaţiile:

$$\left.\begin{aligned} X_{nom} &= L_{nom} - \left(\frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2}\right), \\ X_{min} &= L_{min} - \left(\frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2}\right), \\ X_{max} &= L_{max} - \left(\frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2}\right); \end{aligned}\right\}$$

$$\left.\begin{aligned} Y_{nom} &= L_{nom} + \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2}, \\ Y_{min} &= L_{min} + \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2}, \\ Y_{max} &= L_{max} + \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2}. \end{aligned}\right\}$$

Se constată că, întrucît diametrele d_1 şi d_2 intervin permanent cu aceeaşi valoare, variaţia valorilor dimensiunilor X şi *Y* depinde numai de variaţia valorilor dimensiunii *L*. Calibrele „trece" şi „nu trece" pot fi înlocuite uşor cu blocuri de cale plan-paralele.

În producţia de serie mică, dimensiunile X şi *Y* pot fi măsurate cu ajutorul unor mijloace de control universale (şublere, micrometre etc.).

8.6. CALIBRE PENTRU CONTROLUL DISTANŢEI DINTRE AXA UNUI ALEZAJ ŞI O SUPRAFAŢĂ PLANĂ

Distanţa dintre axa unui alezaj şi o suprafaţă plană se controlează, mai comod, cu ajutorul unui calibru potcoavă plat „trece" şi „nu trece", care verifică distanţa X dintre cea mai apropiată generatoare a alezajului şi suprafaţa plană considerată (fig. 8.10). Valorile distanţei X, respectiv dimensiunile nominale ale părţilor „trece" şi „nu trece" ale calibrului se determină cu relaţiile:

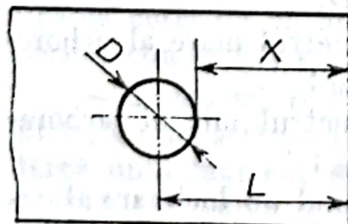


Fig. 8.10. Controlul distanţei dintre axa unui alezaj şi o suprafaţă plană.

$$X_{nom} = L_{nom} - \frac{D_{nom}}{2};$$

$$X_{min} = L_{min} - \frac{D_{max}}{2};$$

$$X_{max} = L_{max} - \frac{D_{min}}{2}.$$

Toleranţele calibrelor se stabilesc conform celor expuse la subcap. 8.4.

9

TOLERANȚELE, AJUSTAJELE ȘI CONTROLUL PIESELOR ȘI ASAMBLĂRILOR CONICE NETEDE. TOLERANȚE LA UNGHIURI

Asamblările conice netede sînt des utilizate în construcțiile de mașini și aparate, ca elemente de centrare, ca mecanisme de etanșare (fără mijloace suplimentare) la presiuni și temperaturi mici și mijlocii și ca asamblări mobile cu posibilitate de reglare a jocului.

9.1. ELEMENTELE DIMENSIONALE PRINCIPALE ALE PIESELOR ȘI ASAMBLĂRILOR CONICE

O asamblare conică este formată (fig. 9.1) din două piese cu contact prin intermediul a două suprafețe conice : una este suprafața cuprinzătoare — alezajul conic sau conul interior, iar cealaltă este suprafața cuprinsă — arborele conic sau conul exterior.

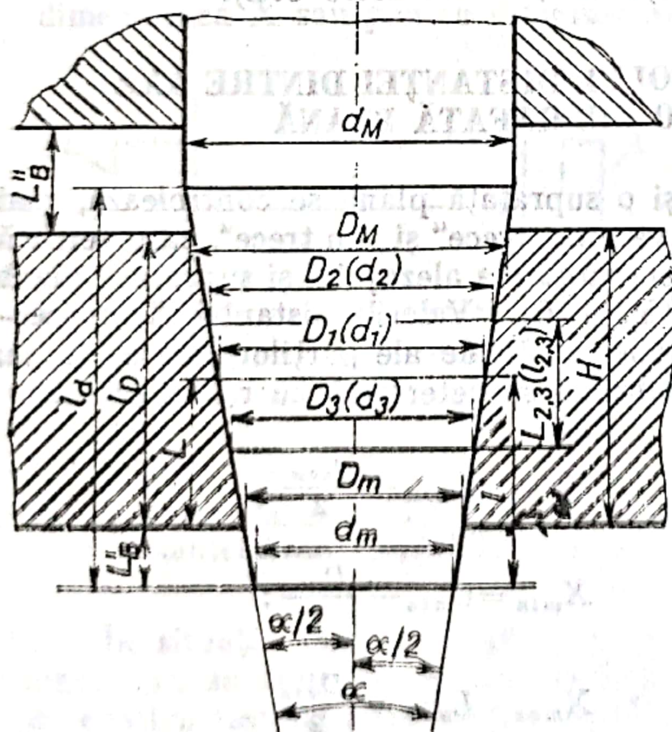


Fig. 9.1. Asamblare conică.

Elementele dimensionale principale sînt :

— diametrul mare al alezajului conic, D_M ;

— diametrul mic al alezajului conic, D_m ;

— diametrul mare al arborelui conic, d_M ;

— diametrul mic al arborelui conic d_m ;

— unghiul de înclinare al generatoarei față de axa conului, $\frac{\alpha}{2}$;

— unghiul de conicitate format de generatoarele diametral opuse ale conului (în secțiune axială), α ;

— distanța $L_{2,3}$ sau $l_{2,3}$ dintre două secțiuni cu diametrele D_2 și respectiv D_3 sau d_2 și respectiv d_3;

— distanța L (la alezaje) sau l (la arbori) dintre baza de cotare și secțiunea nominală într-un plan dat cu diametrul D_1, respectiv d_1; ca bază de cotare se poate lua una din suprafețele frontale ale conului sau orice altă suprafață a piesei, importantă din punct de vedere funcțional;

— distanța bazică L_B a asamblării conice, care este distanța, în direcție axială, între două suprafețe aparținînd pieselor din asamblare sau legate direct de asamblarea conică (în fig. 9.1 sînt date două variante pentru distanța bazică: L'_B și L''_B);

— lungimea conului interior l_D și lungimea conului exterior l_d;

— lungimea de contact dintre cele două suprafețe conice, H.

Între elementele unei suprafețe conice există următoarele relații:

— înclinația

$$I = \operatorname{tg}\frac{\alpha}{2} = \frac{D_2 - D_3}{2L_{2,3}} = \frac{d_2 - d_3}{2l_{2,3}}; \qquad (9.1)$$

— conicitatea

$$C = 2I = 2\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2} = \frac{D_2 - D_3}{L_{2,3}} = \frac{d_2 - d_3}{l_{2,3}}. \qquad (9.2)$$

O suprafață conică este definită prin următorii parametrii:

— diametrul secțiunii nominale, respectiv diametrul de referință al conului (notat cu D_1 la alezaj și cu d_1 la arbore);

— distanța (cota) L sau l dintre baza de cotare și secțiunea nominală a conului;

— înclinația I (sau unghiul $\frac{\alpha}{2}$) ori conicitatea C (sau unghiul α).

În funcție de caz, datele necesare definirii unei suprafețe conice pot fi completate și cu alți parametri dintre cei menționați mai înainte.

Din punctul de vedere al caracterului lor și al rolului funcțional impus, asamblările conice pot fi clasificate astfel:

— *asamblări conice mobile*, caracterizate printr-un joc funcțional garantat, care permite rotirea unei piese față de cealaltă și care poate fi reglat prin modificarea cotei de bazare sau, pur și simplu, prin deplasarea axială a uneia din piesele conice (de exemplu, lagăre conice de fricțiune);

— *asamblări conice fixe*, caracterizate fie prin existența, între cele două piese, a unei stringeri relativ mari (obținută prin presare) care asigură transmiterea unui moment de rotație, fie prin existența unei stringeri mici necesare transmiterii unor momente de rotație mici sau numai centrării pieselor (de exemplu, fixarea unor scule așchietoare ca: burghie, adîncitoare, freze etc. în axul principal al mașinilor-unelte, știfturi și cepuri conice de centrare etc.);

— *asamblări conice de etanșare*, caracterizate printr-un foarte bun contact (și un joc efectiv egal cu zero) între cele două suprafețe conice, care nu permite, la presiuni și temperaturi normale, scurgerea lichidelor sau a gazelor (de exemplu, robinetele de gaz cu cepuri conice, supapa și scaunul supapei etc.).

9.2. PRECIZIA ASAMBLĂRILOR CONICE ȘI TOLERANȚELE UNGHIURILOR ȘI CONICITĂȚILOR

Precizia asamblărilor conice și interschimbabilitatea pieselor conice componente depind de precizia de realizare a mai multor elemente geometrice și anume de precizia diametrelor și a unghiurilor de conicitate ale arborelui și alezajului conic (deseori și de precizia altor elemente).

În STAS 9068-71 sînt indicate două metode de cotare și tolerare a elementelor dimensionale ale suprafețelor conice:

— metoda conicității nominale (sau a unghiului de conicitate nominal);
— metoda conicității tolerate (sau a unghiului de conicitate tolerat).

Metoda conicității nominale. În cadrul acestei metode, respectarea preciziei dimensionale, respectiv variația (toleranța) dimensiunilor D_1 d_1 și L (l) se consideră între două conuri coaxiale avînd conicitățile (unghiurile de conicitate) egale cu valoarea nominală, adică $\alpha=\alpha_{nom}$ și respectiv $C=C_{nom}$. Se deosebeșc două situații diferite: fie se prescrie toleranța la diametrul D_1 sau (și) d_1 într-un plan determinat, fie se prescrie toleranța cotei care determină planul cu diametrul nominal de referință.

a. În primul caz (fig. 9.2), unghiul de conicitate α și distanța de la baza de cotare L sau l sînt considerate drept cote de referință (în fig. 9.2 sînt încadrate în chenar dreptunghiular), dar diametrul D sau d este variabil (între limitele D_{max} și D_{min}, respectiv d_{max} și d_{min}) nu numai în planul de referință, ci în orice secțiune pe lungimea suprafeței conice, toleranța T_D sau T_d la diametru fiind aceeași. Ca plan de referință poate fi ales unul din planurile frontale sau un plan oarecare al suprafeței conice, convenabil din punct de vedere funcțional, mai ales din punct de vedere tehnologic și al controlului. Întrucît toleranțele la diametrele celor două suprafețe conice determină direct, așa cum se va vedea în continuare, toleranța la distanța bazică L_B a asamblării, acest

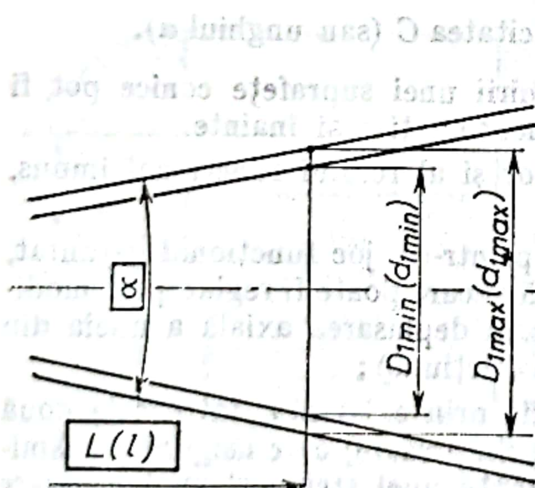


Fig. 9.2. Metoda conicității nominale: toleranță la diametru.

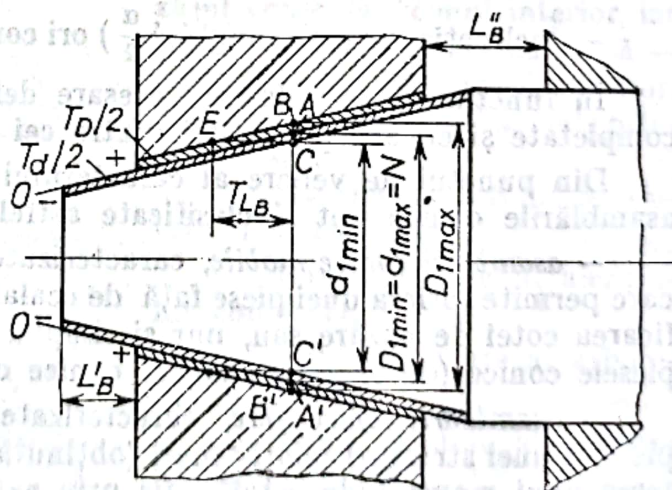


Fig. 9.3. Toleranță în plus la D_1 și toleranță în minus la d_1.

mod de cotare se aplică atunci cînd se impune o anumită precizie a poziției pieselor conice în direcție axială sau cînd este necesar un ajustaj cu joc.

În ce privește poziția toleranțelor la diametrele D_1 și d_1 și influența acestora asupra variației (toleranței) distanței bazice L_B, se pot deosebi trei variante:

● *Toleranța la diametrul alezajului conic este dată în plus, iar toleranța la diametrul arborelui conic este dată în minus.* Pentru asamblările mobile, această variantă presupune alegerea unui ajustaj cu joc minim garantat ($J_{min}>0$), după caz, fie în sistem alezaj unitar (A_s pozitivă, $A_i=0, a_s$ și a_i negative), fie în sistem arbore unitar (A_s și A_i pozitive, $a_s=0$ și a_i negativ). Toleranțele la diametrele D_1 și d_1 și felul ajustajului se iau, corespunzător condițiilor funcționale, din STAS 8104-68 și 8105-68.

Pentru asamblările în care se cere respectarea unei anumite poziții, în direcție axială, a pieselor componente, adică respectarea unei anumite distanțe bazice L_B, toleranțele la diametrele D_1 și d_1 se poziționează (în această primă variantă) ca în cazul unui ajustaj cu $J_{min}=0$ (fig. 9.3), în care $A_i=a_s=0$ și $D_{1min}=d_{1max}=N$. Cum suprafețele conice trebuie să fie în contact, toleranțele diametrelor vor determina o variație a distanței bazice în limitele unei toleranțe T_{LB}, a cărei mărime se află cu ajutorul valorilor limită (sau abaterilor limită) ale diametrelor D_1 și d_1. Astfel, în cazul limită cînd $d_1=d_{1\,max}=N$ și $D_1=D_{1\,min}=N$ (distanța $A-A'$), piesele vor avea poziția din figura 9.3, iar distanța bazică L'_B sau L''_B va avea o valoare egală cu cea nominală. În celălalt caz limită, cînd $d_1=d_{1\,min}$ (distanța $C-C'$) și $D_1=D_{1\,max}$ (distanța $B-B'$), contactul dintre suprafețele conice necesită deplasarea axială fie a arborelui conic spre stînga, fie a alezajului conic spre dreapta, cu o valoare egală chiar cu T_{LB}. Cînd distanța bazică este, de exemplu, L'_B, aceasta va ajunge la valoarea limită maximă $L'_{B\,max}=L'_{B\,nom}+T_{LB}$, iar cînd distanța bazică este L''_B, aceasta va ajunge la valoarea limită minimă $L''_{B\,min}=L''_{B\,nom}-T_{LB}$; rezultă că, în cazul celor două distanțe bazice diferit amplasate și luate ca exemplu, se obține fie $L'^{\,T_{LB}}_{B\;0}$, fie $L''^{\,0}_{B\,-T_{LB}}$. De remarcat că L'_B este amplasat spre diametrul mic al conurilor, iar L''_B spre diametrul mare. Din triunghiul dreptunghic BCE rezultă:

$$T_{LB}=\frac{BA+AC}{\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}}=\frac{\frac{T_D}{2}+\frac{T_d}{2}}{\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}}=\frac{T_D+T_d}{2\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}}=\frac{1}{C}(T_D+T_d), \tag{9.3}$$

ceea ce înseamnă că toleranța la distanța bazică este mai mare decît suma toleranțelor la cele două diametre, deoarece conicitatea C este o valoare subunitară.

De menționat că, în limitele toleranței la diametru, unghiul de conicitate α variază, la fiecare suprafață conică, între două limite, determinate și de lungimea conului (fig. 9.4). Astfel:

— la alezajul conic:

$$\frac{\alpha_{max}}{2}=\operatorname{arc\,tg}\left(\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}+\frac{T_D}{2l_{D\,min}}\right), \tag{9.4}$$

$$\frac{\alpha_{min}}{2}=\operatorname{arc\,tg}\left(\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}-\frac{T_d}{2l_{D\,max}}\right); \tag{9.5}$$

— la arborele conic:

$$\frac{\alpha_{max}}{2}=\operatorname{arc\,tg}\left(\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}+\frac{T_d}{2l_{d\,min}}\right), \tag{9.6}$$

$$\frac{\alpha_{min}}{2}=\operatorname{arc\,tg}\left(\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}-\frac{T_d}{2l_{d\,max}}\right). \tag{9.7}$$

Dacă variația unghiului de conicitate influențează în foarte mică măsură valoarea distanței bazice L_B, ea este mai importantă din punctul de vedere al contactului dintre suprafețele conice. Astfel, dacă unghiul α este mai mare la alezajul conic decît la arborele conic, contactul are loc pe o porțiune mai mare sau mai mică, spre diametrul mic al conului, iar dacă α este mai mare la arborele conic, contactul între suprafețe are loc spre diametrul mare al conului. Se mai poate considera că unghiul de conicitate este important și din punctul de vedere al controlului, în sensul că, cunoscînd valorile limită admise α_{max} și α_{min}, valoarea efectivă a lui α sau $\frac{\alpha}{2}$ determinată prin măsurare arată dacă piesa conică este corespunzătoare sau nu, fără a mai controla alte elemente dimensionale.

● *Toleranța la diametrul alezajului conic este dată în minus, iar toleranța la diametrul arborelui conic este dată în plus* (fig. 9.5). Această variantă, aplicată foarte rar, se deosebește de prima prin aceea că toleranța la distanța bazică

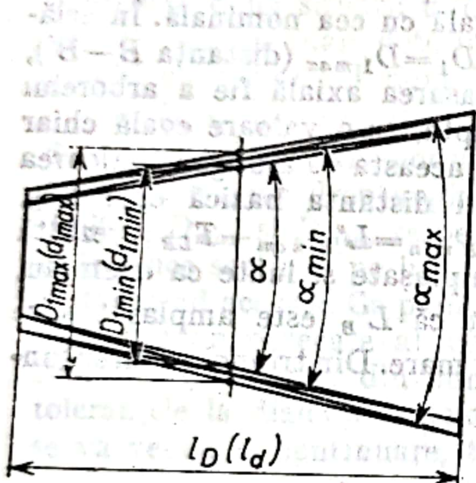


Fig. 9.4. Variația unghiului de conicitate α.

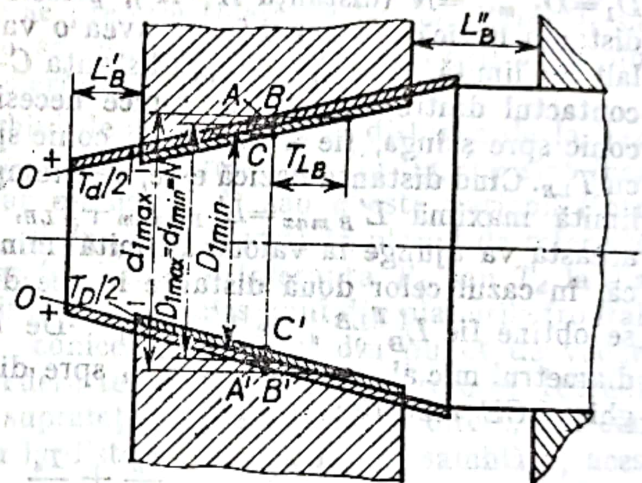


Fig. 9.5. Toleranță în minus la D_1 și toleranță în plus la d_1.

are o poziție contrară celei de la varianta analizată mai înainte. Astfel, cînd $D_1=N=D_{1\,max}$ și $d_1=N=d_{1\,min}$ (distanța $A-A'$), valoarea distanței bazice L'_B sau L''_B va fi tot nominală, dar, în același timp, $L'_{B\,max}=L'_{B\,nom}$, respectiv $L''_{B\,min}=L''_{B\,nom}$; în celălalt caz limită, cînd $D_1=D_{1\,min}$ (distanța $C-C'$) și $d_1=d_{1\,max}$ (distanța $B-B'$), arborele conic se va găsi spre dreapta la o distanță T_{LB} de poziția nominală și, ca urmare, L'_B va avea valoarea minimă $L'_{B\,min}=$ $=L'_{B\,nom\,(max)}-T_{LB}$, iar L''_B va avea valoarea maximă $L''_{B\,max}=L''_{B\,nom\,(min)}+T_{LB}$.

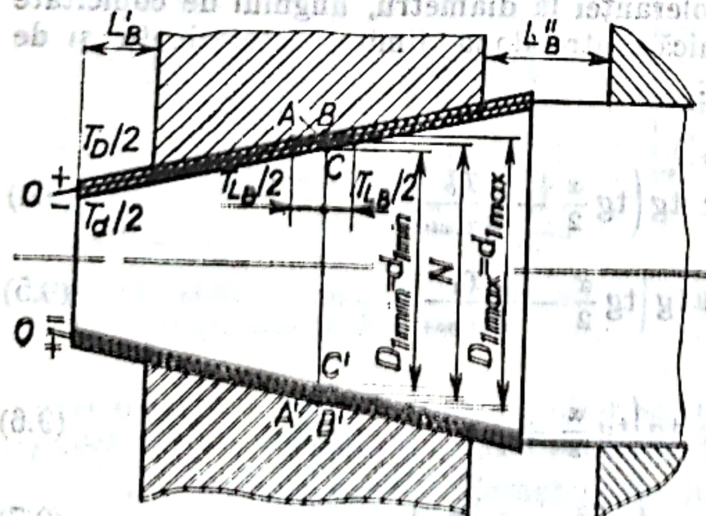


Fig. 9.6. Toleranțe suprapuse la D_1 și d_1.

● *Toleranțele la diametrele alezajului și arborelui conic sînt suprapuse și simetrice față de valoarea nominală* (fig. 9.6).

Scanned with OKEN Scanner

În această variantă, aplicată cel mai frecvent și recomandată prin STAS, toleranțele la diametrele D_1 și d_1 sînt egale și se poziționează simetric față de valoarea nominală: $N \pm \frac{T_D}{2}$ și $N \pm \frac{T_d}{2}$, astfel că $D_{1\,max} = N + \frac{T_D}{2} = d_{1max} = N + \frac{T_D}{2}$, $D_{1min} = N - \frac{T_D}{2} = d_{1\,min} = N - \frac{T_d}{2}$ și $D_{1\,med} = d_{1\,med} = N$. Cînd diametrele D_1 și d_1 sînt la valoarea nominală (respectiv medie), piesele conice se vor găsi în poziția din figura 9.6 și distanța bazică va fi nominală și medie. Cînd $D_1 = D_{1\,max}$ și $d_1 = d_{1\,min}$, pentru realizarea contactului arborele conic se va deplasa axial spre stînga cu o valoare $\frac{T_{LB}}{2}$ și distanța bazică va avea valoarea maximă $L'_B + \frac{T_{LB}}{2}$ respectiv minimă $L''_B - \frac{T_{LB}}{2}$. Cînd $D_1 = D_{1\,min}$ și $d_1 = d_{1\,max}$, pentru realizarea contactului arborele conic se va găsi în dreapta la o distanță $\frac{T_{LB}}{2}$ față de poziția nominală; distanța bazică va avea atunci o valoare minimă $L'_B - \frac{T_{LB}}{2}$ respectiv maximă $L''_B + \frac{T_{LB}}{2}$. Reiese că, în această variantă, distanța bazică va avea, indiferent de amplasare, valori între limitele $L_B \pm \frac{T_{LB}}{2}$. Mărimea toleranței T_{LB} se calculează cu relația (9.3).

În figura 9.7 sînt prezentate exemple de cotare a unui arbore conic (fig. 9.7, *a*) și a unui alezaj conic (fig. 9.7, *b*). La conicitatea notată prin raportul $C = 1:10$, diferența diametrelor în două secțiuni aflate la o distanță axială de 10 mm este de 1 mm.

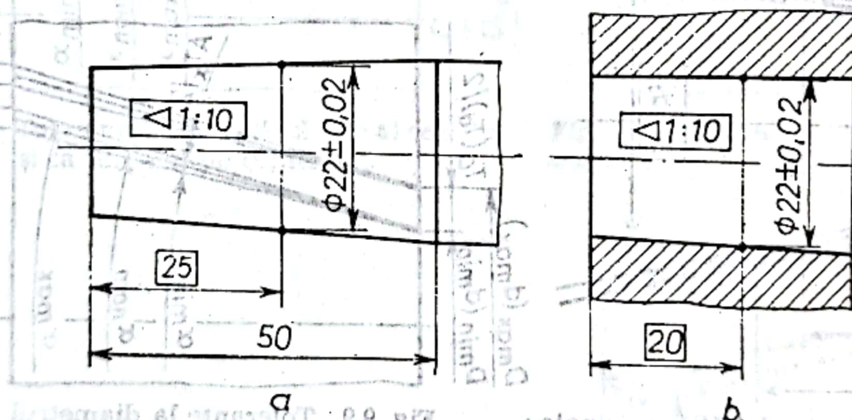


Fig. 9.7. Exemplu de cotare a pieselor conice.

b. În sistemul de cotare cu tolerarea cotei L sau l care determină poziția planului de referință (fig. 9.8), conicitatea și diametrul se păstrează drept cote încadrate, avînd valori nominale. După cum se observă, variația cotei L sau l în limita toleranței prescrise determină o anumită variație (toleranță) a diametrului D sau d, aceeași (în valoare absolută) pe toată lungimea conului. La asamblările care necesită o anumită precizie a poziției pieselor conice în direcție axială, variația (toleranța) diametrelor D și d va determina, la rîndul ei, o variație (toleranță) T_{LB} la distanța bazică L_B, care se calculează cu relația (9.3). Poziția toleranței T_{LB} față de valoarea nominală a lui L_B depinde de

pozițiile toleranțelor la diametrele D și d și, deci, de pozițiile toleranțelor T_L și T_l la cotele L și respectiv l (v. cele arătate la pct. a). Unghiul de conicitate α variază între două limite (α_{max} și α_{min}) determinate de limitele cotei L și l sau de limitele diametrelor D și d, așa cum s-a arătat la pct. a (v. fig. 9.4).

Acest sistem de cotare este foarte comod din punctul de vedere al controlului suprafețelor conice cu ajutorul calibrelor limitative tampon sau bucșă conică și se aplică mai ales în cazul conicităților mari.

La ambele sisteme de cotare, abaterile de la rectilinitatea generatoarei și de la circularitate (în orice secțiune) se vor încadra între toleranțele prescrise pentru diametru sau pentru cota L (l), iar în caz de necesitate funcțională se vor prescrie la fel ca pentru suprafețele cilindrice.

Metoda conicității tolerate (sau a unghiului de conicitate tolerat). Această metodă prevede stabilirea toleranțelor independent pentru una din dimensiunile liniare (fie pentru diametrele D_1 și d_1 într-un plan determinat prin cota de referință L respectiv l, fie pentru cotele L și l, diametrul fiind considerat dimensiunea de referință) și pentru conicitatea sau unghiul de conicitate (toleranța la unghiul α se notează cu AT_α).

Considerînd că toleranța la unghi AT_α este simetrică (cazul cel mai convenabil), sînt posibile patru situații:

a. *Se prescriu toleranțe pentru diametrul mare (D_M sau d_M) al conului și pentru unghiul de conicitate α (fig. 9.9).* După cum se poate constata, datorită

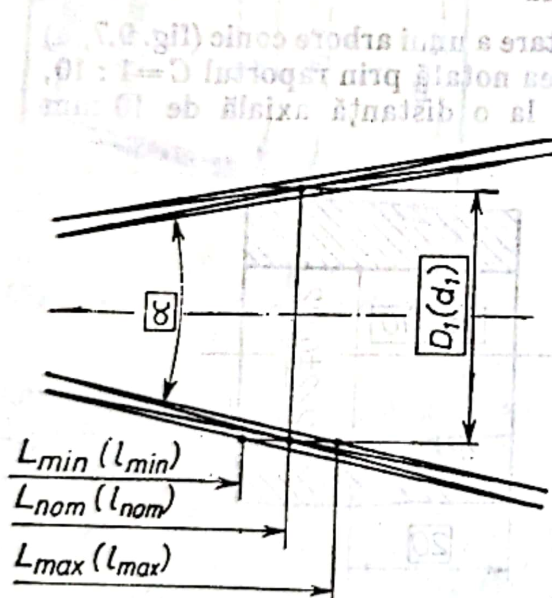


Fig. 9.8. Metoda conicității nominale: toleranță la cota L sau l.

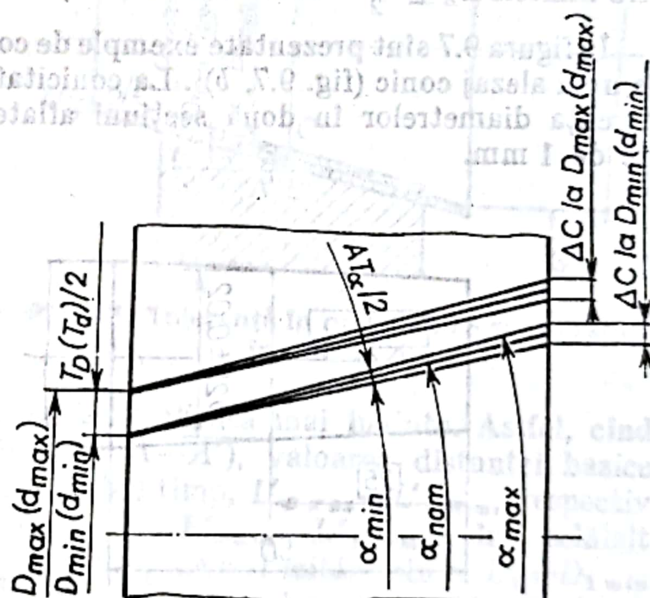


Fig. 9.9. Toleranțe la diametrul mare al conului și la unghiul de conicitate.

toleranței unghiului α, variația lui D sau d crește (față de toleranța prescrisă pentru D_M sau d_M) pe măsura depărtării spre diametrul mic al conului D_m sau d_m, ceea ce are oarecare importanță numai dacă se are în vedere poziția axială a pieselor prin distanța bazică L_B. La asamblările fixe și etanșe, importantă este numai toleranța $\delta\alpha$ la unghiul de conicitate α. Această variantă se aplică în cazul cînd secțiunea cu D_M sau d_M este comodă din punctul de vedere al execuției și controlului piesei.

b. *Se prescriu toleranțe pentru diametrul mic (D_m sau d_m) al conului și pentru unghiul de conicitate α* (fig. 9.10). Față de varianta anterioară, deosebirea constă

în faptul că, tot datorită toleranței unghiului α, variația lui D sau d crește pe măsura depărtării spre diametrul mare al conului D_M sau d_M. Această variantă se aplică cînd secțiunea cu cel mai mic diametru al suprafeței conice poate fi utilizată ca bază tehnologică de prelucrare și de control.

c. *Se prescriu toleranțe pentru diametrul D_1 sau d_1 într-o secțiune aflată la distanța de referință L sau l față de baza de măsurare și pentru unghiul de conicitate* α (fig. 9.11). Această variantă de cotare se aplică atunci cînd diametrul nu se poate măsura în planul frontal la D_M (d_M) sau D_m (d_m). Se poate observa că toleranța prescrisă la diametru (T_{DS} sau T_{ds}) se respectă numai în planul de referință; din cauza influenței variației de unghi, în celelalte secțiuni variația maximă teoretică a diametrului este mai mare decît T_{DS}, respectiv T_{ds}.

d. *Se prescriu toleranțe pentru cota (distanța) L sau l pînă la planul nominal de măsurare și pentru unghiul de conicitate* α. Din examinarea figurii 9.12, se constată că toleranța T_L respectiv T_l și AT_α determină toleranța la diametru (T_D sau T_d), care, datorită acțiunii comune a celor două elemente tolerate

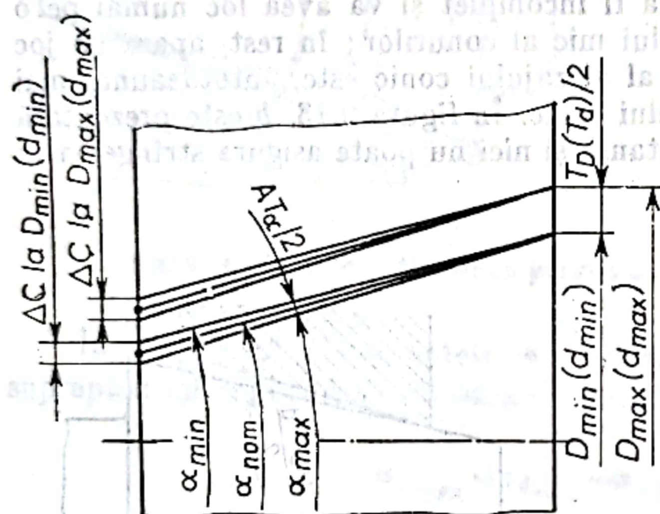


Fig. 9.10. Toleranțe la diametrul mic al conului și la unghiul de conicitate.

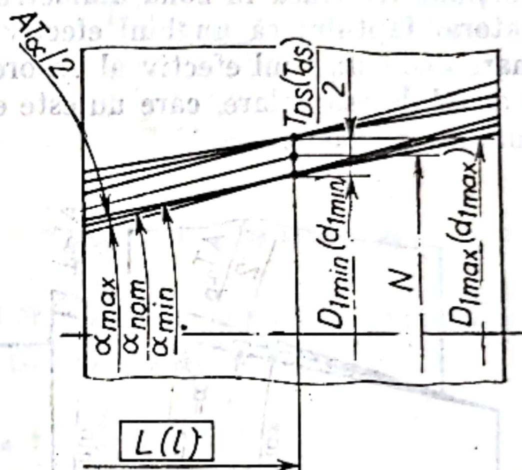


Fig. 9.11. Toleranțe la diametrul conului într-un plan dat și la unghiul de conicitate.

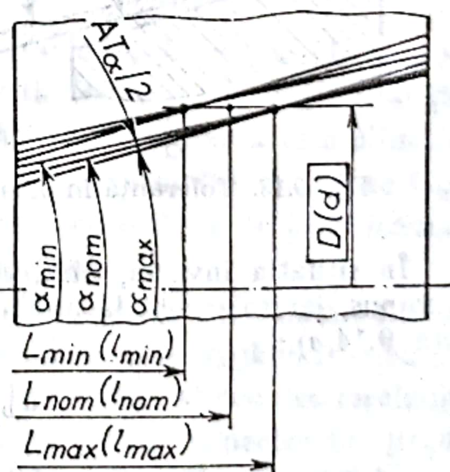


Fig. 9.12. Toleranțe la cota de bazare $L(l)$ și la unghiul de conicitate.

inițial, va fi diferită în diferite secțiuni ale conului. Această variantă se aplică atunci cînd, din motive funcționale, interesează mai mult distanța L sau l și, mai ales, unghiul de conicitate α și mai puțin diametrul suprafeței conice.

Scanned with OKEN Scanner

Metoda conicității tolerate, printr-una din cele patru variante, se utilizează la asamblările conice fixe și etanșe, în care elementul principal ce determină calitatea asamblării (respectiv contactul cît mai bun între suprafețele conice) este unghiul de conicitate α. Acest lucru poate fi ușor demonstrat.

Astfel, în situația cînd, pornind de la unghiul nominal — același pentru alezajul și arborele conic — toleranța la unghiul alezajului este dată în plus iar toleranța la unghiul arborelui este dată în minus, adică (fig. 9.13, *a*):

$$\alpha_{D_{min}} = \alpha_{d_{max}} = \alpha_{nom}$$

și

$$\alpha_{D_{max}} = \alpha_{nom} + AT_{\alpha},$$

$$\alpha_{d_{min}} = \alpha_{nom} - AT_{\alpha},$$

contactul între suprafețele conice va fi incomplet și va avea loc numai pe o porțiune restrînsă în zona diametrului mic al conurilor; în rest, apare un joc datorat faptului că unghiul efectiv al alezajului conic este, întotdeauna, mai mare decît unghiul efectiv al arborelui conic. În figura 9.13, *b* este prezentată o astfel de asamblare, care nu este etanșă și nici nu poate asigura stringerea în condiții normale.

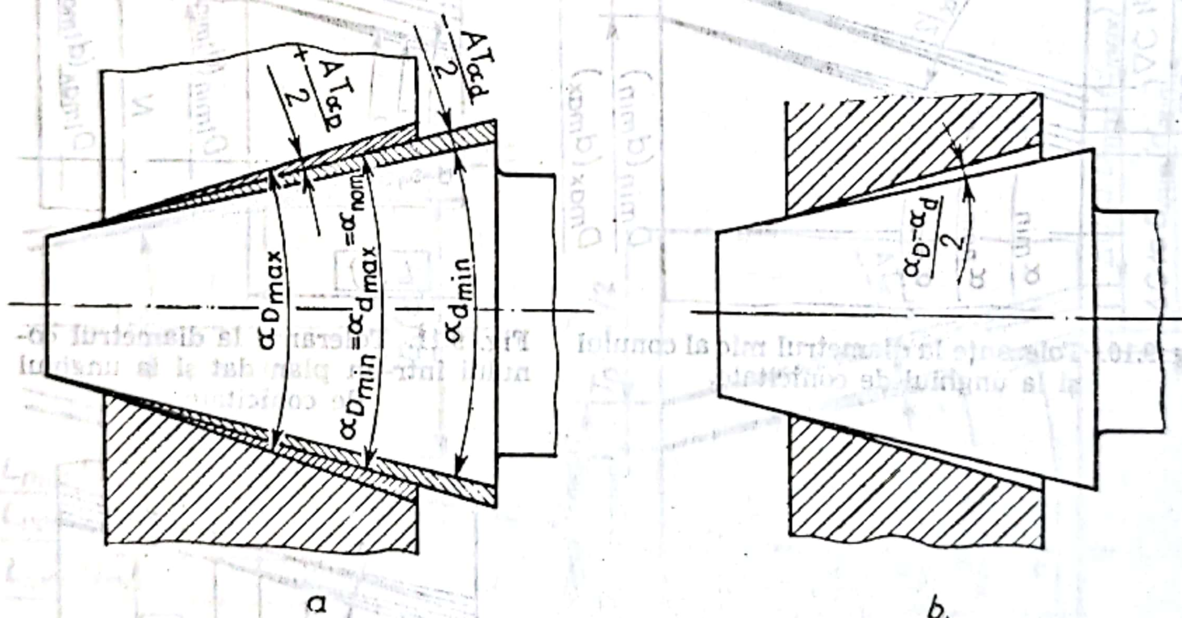


Fig. 9.13. Toleranță în plus pentru α_D și toleranță în minus pentru α_d.

În situația inversă, cînd toleranța la unghiul alezajului conic este dată în minus, iar toleranța la unghiul arborelui conic este dată în plus, adică (figura 9.14,*a*):

$$\alpha_{D_{max}} = \alpha_{d_{min}} = \alpha_{nom}$$

și

$$\alpha_{D_{min}} = \alpha_{nom} - AT_{\alpha},$$

$$\alpha_{d_{max}} = \alpha_{nom} + AT_{\alpha},$$

Scanned with OKEN Scanner

contactul între suprafețele conice va fi, de asemenea, incomplet și va avea loc numai pe o porțiune restrînsă în zona diametrului mare al conurilor: asamblarea nu va putea asigura nici etanșeitatea și nici strîngerea în condiții normale (fig. 9.14, *b*), întrucît unghiul efectiv al alezajului este, întotdeauna, mai mic decît unghiul efectiv al arborelui conic.

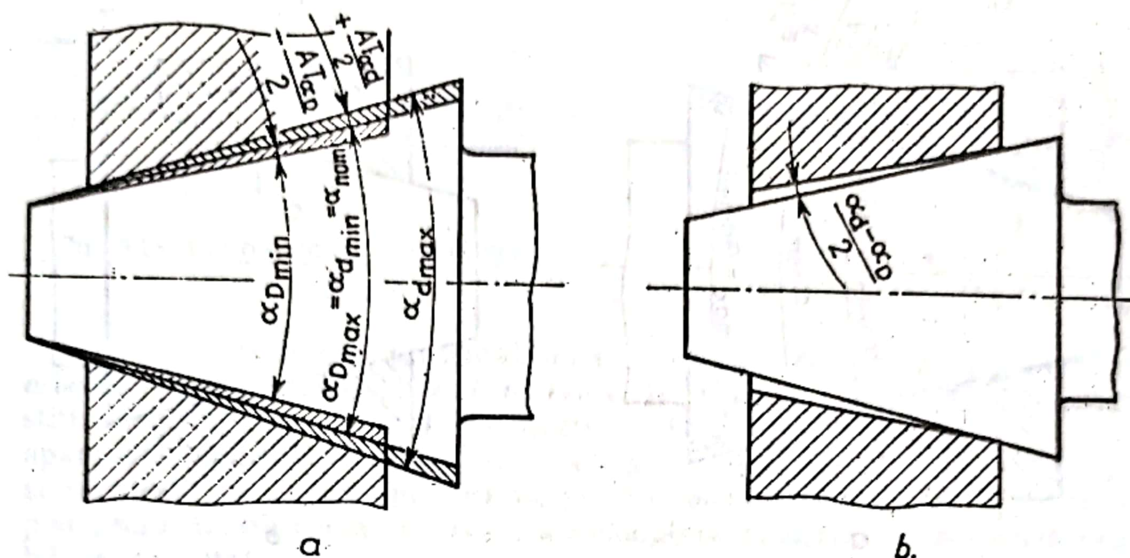


Fig. 9.14. Toleranță în minus pentru α_D și toleranță în plus pentru α_d.

În situația cînd toleranțele la unghiurile ambelor suprafețe conice sînt suprapuse (și în varianta simetrică), adică (fig. 9.15, *a*):

$$\alpha_{D_{max}}=\alpha_{d_{max}}=\alpha_{nom}+\frac{AT\alpha}{2}$$

și

$$\alpha_{D_{min}}=\alpha_{d_{min}}=\alpha_{nom}-\frac{AT\alpha}{2},$$

contactul dintre cele două suprafețe este mult mai bun, în sensul că are loc aproape pe toată lungimea de îmbinare, datorită faptului că unghiurile de conicitate efective au valori foarte apropiate (fig. 9.15). Aceasta este situația cea mai favorabilă (fig. 9.15, *b*) și, prin urmare pentru asamblările conice fixe sau etanșe trebuie să se prescrie toleranțe suprapuse (chiar dacă nu întotdeauna și simetrice) la unghiul de conicitate (sau la conicitate).

Definițiile referitoare la conuri, dimensiunile conurilor și toleranțele la conicitate sînt date în STAS 10120-75. Pentru toleranțele unghiului conului sînt prevăzute 12 trepte de precizie, notate de la 1 la 12 în ordinea descrescîndă a preciziei. Toleranțele se dau în unități unghiulare (AT_α) respectiv în µrad și în secunde sau în minute și secunde, precum și în unități lineare (AT_D) respectiv în µm. Acest sistem de toleranțe se aplică pentru conicități de la 1 : 3 la 1 : 500 și lungimi ale conului de la 6 mm la 630 mm. Gama de lungimi ale conului este împărțită în 10 intervale, toleranța la unghi descrescînd odată

cu mărirea lungimii conului pe baza faptului că, la o anumită precizie a unghiului α, piesele conice se execută cu atît mai uşor cu cît sînt mai lungi.

Toleranţele stabilite prin STAS 10120-75 se pot aplica, în mod corespunzător, şi pentru piesele prismatice.

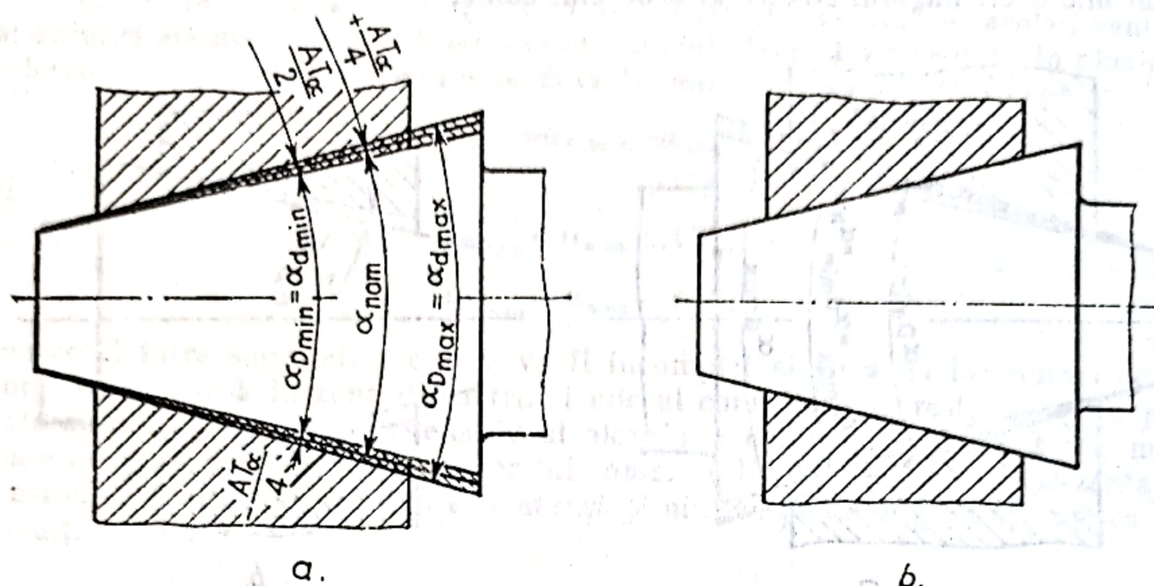


Fig. 9.15. Toleranţe suprapuse pentru α_D şi α_d.

9.3. MIJLOACE SPECIALE PENTRU CONTROLUL PIESELOR CONICE ŞI AL UNGHIURILOR

Pentru controlul pieselor conice în producţia de serie mare şi de masă cel mai des se folosesc calibrele conice. Acestea, în funcţie de felul piesei controlate, se clasifică în calibre conice-tampon şi calibre conice-bucşă (manşon), ambele feluri cu secţiune circulară. În unele cazuri se utilizează şi aşa-numitele calibre conice plate. Cu ajutorul calibrelor conice cu secţiune circulară se execută, de regulă, un control complex, adică o verificare geometrică integrală a calităţii suprafeţelor conice, ceea ce înseamnă o verificare simultană a tuturor parametrilor geometrici (în afară de rugozitate).

În figura 9.16 sînt prezentate două tipuri de *calibre-tampon*. Cu ajutorul celui din figura 9.16, *a* se verifică poziţia suprafeţei frontale a alezajului conic spre diametrul mare, iar cu ajutorul celui din figura 9.16, *b* se verifică poziţia suprafeţei frontale spre diametrul mic al alezajului conic: la piesele bune, suprafaţa frontală respectivă trebuie să se găsească între cele două repere (sau canale) trasate pe suprafaţa tamponului. Distanţa *T* între repere este tocmai toleranţa poziţiei axiale a piesei verificate în funcţie de abaterile limită ale diametrului şi unghiului α al piesei. Calibrul-tampon poate fi prevăzut şi cu prag (v. fig. 9.16, *b*).

În figura 9.17 sînt prezentate două *calibre conice-bucşă* care verifică arborii conici la diametrul mare (baza mare — fig. 9.17, *a*) sau la diametrul mic (baza mică — fig. 9.17, *b*) al conului. Aceste calibre sînt prevăzute cu praguri (degajări) în loc de repere.

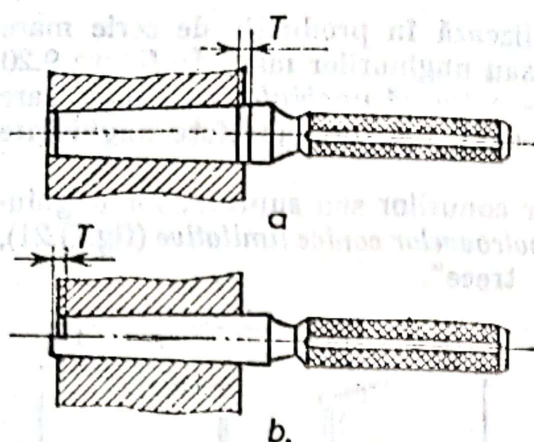


Fig. 9.16. Calibre conice — tampon.

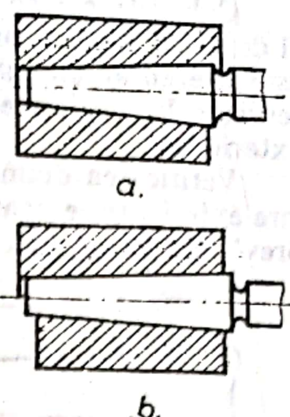


Fig. 9.17. Calibre conice — bucşă.

În figura 9.18 este prezentat un *calibru conic plat fix pentru verificarea arborilor*, format din plăcile *1* montate pe suportul fix *2* prin intermediul ştifturilor *3* şi şuruburilor *4*. Verificarea se face la fantă de lumină, care poate apare între muchiile active ale plăcilor *1* şi suprafaţa piesei. Piesa trebuie rotită şi verificată în diferite planuri axiale. De menţionat că, în cazul calibrelor plate, nu mai este vorba de o verificare complexă, ci numai de verificarea unghiului de conicitate α.

Dispozitivul, a cărui schemă este prezentată în figura 9.19, se poate utiliza la *măsurarea arborilor conici* în producţia de serie. El este constituit din vîrful

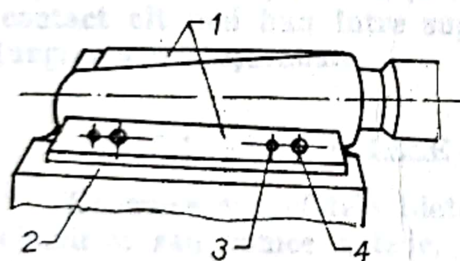


Fig. 9.18. Calibru conic plat fix.

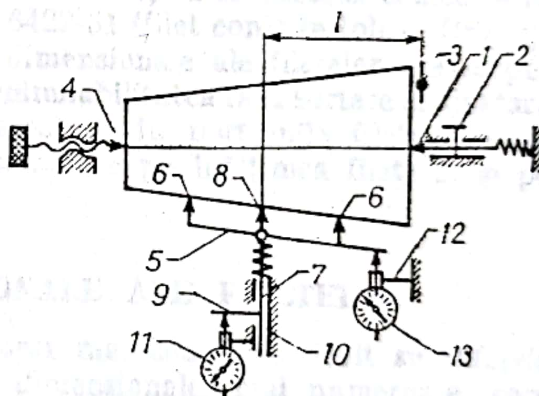


Fig. 9.19. Dispozitiv pentru controlul arborilor conici.

mobil *1* cu butonul de acţionare *2*, reazemul *3* care se aşază pe suprafaţa frontală a piesei, vîrful reglabil *4*, pîrghia articulată *5* cu vîrfurile de contact *6*, tija mobilă *7* cu vîrful de contact *8* şi braţul *9*, ghidajul *10* cu suportul pentru aparatul *11* şi suportul *12* pentru aparatul *13*. Dispozitivul se reglează, în prealabil, la zero după o piesă etalon. În funcţie de poziţiile vîrfurilor de contact *6* şi *8* la piesa care se verifică, pe scara gradată a comparatorului *11* se citeşte abaterea la diametru în planul de măsurare la distanţa *l* faţă de baza de măsurare, iar pe scara gradată a comparatorului *13* se citeşte abaterea unghiului de înclinare $\alpha/2$.

Scanned with OKEN Scanner

Calibrele conice plate portabile se utilizează în producţia de serie mare şi de masă pentru controlul pieselor conice sau unghiurilor mari. În figura 9.20 este prezentat un *calibru plat* sau *calibru — potcoavă unghiular cu repere*, care serveşte la verificarea arborilor conici sau a pieselor cu suprafeţe unghiulare exterioare.

Verificarea diametrelor şi a unghiurilor conurilor sau suprafeţelor unghiulare exterioare se poate face şi cu ajutorul *potcoavelor conice limitative* (fig. 9.21), prevăzute cu partea „trece" şi partea „nu trece".

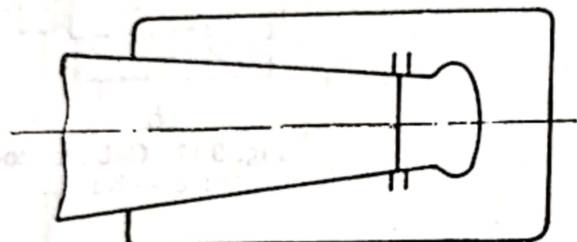


Fig. 9.20. Calibru-potcoavă unghiular cu repere.

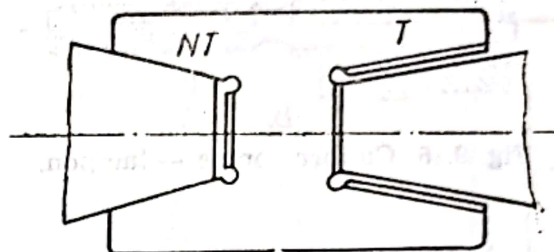


Fig. 9.21. Calibru-potcoavă unghiular „trece" şi „nu trece".

10

TOLERANȚELE, AJUSTAJELE ȘI CONTROLUL PIESELOR ȘI ASAMBLĂRILOR FILETATE

Piesele filetate sînt organe de asamblare demontabile, foarte des utilizate pentru diferite scopuri în construcția de mașini și aparate.

Filetele se clasifică mai ales în funcție de destinație (filete de fixare, filete de mișcare, filete pentru țevi etc.), aceasta determinînd, de fapt, caracteristicile dimensionale specifice, toleranțele și ajustajele fiecărui tip de filet.

Datele în legătură cu terminologia, profilul și elementele dimensionale ale filetelor cilindrice sînt prezentate în STAS 3872-75, iar ale filetelor conice — în STAS 6423-65 (filet metric conic) și STAS 6422-61 (filet conic în țoli — Briggs).

Stabilirea toleranțelor la elementele dimensionale ale filetelor are scopul să asigure, în majoritatea cazurilor, interschimbabilitatea fără sortare și ajustare a pieselor filetate, rezistența normală a acestora în porțiunile filetate și un contact cît mai bun între suprafețele asamblate pe înălțimea filetului și pe lungimea de înșurubare.

10.1. ELEMENTELE DIMENSIONALE ALE FILETELOR

Deoarece suprafețele filetate sînt mult mai complexe decît suprafețele cilindrice sau conice netede, elementele dimensionale, mai numeroase, care determină calitatea asamblărilor filetate sînt:

— *diametrul mediu*, notat cu D_2 pentru piuliță (filetul interior) și cu d_2 pentru șurub (filetul exterior), care este, teoretic, diametrul cilindrului fictiv ce intersectează spirele filetului astfel încît lățimea plinurilor este egală cu lățimea golurilor; practic (pentru măsurare), diametrul mediu este distanța, măsurată în direcția perpendiculară pe axa suprafeței filetate, între două flancuri cu aceeași înclinație;

— *pasul p*, care este distanța, măsurată paralel cu axa suprafeței filetate, dintre două flancuri consecutive cu aceeași înclinație;

— *unghiul flancurilor*, α, care este unghiul, măsurat într-un plan ce trece prin axa suprafeței filetate, dintre flancurile profilului filetului;

— *diametrul exterior al filetului*, notat cu D pentru piuliță și cu d pentru șurub, care este diametrul cilindrului circumscris fundurilor filetului la piuliță respectiv vîrfurilor filetului la șurub;

— *diametrul interior al filetului*, notat cu D_1 la piuliță și cu d_1 la șurub, care este diametrul cilindrului circumscris vîrfurilor filetului la piuliță respectiv fundurilor filetului la șurub;

— *înălțimea teoretică a filetului*, H, care este înălțimea profilului ascuțit, obținut prin prelungirea flancurilor pînă la intersectarea lor;

— *înălțimea spirei*, H_1, care este înălțimea reală a filetului piuliței sau șurubului;

— *înălțimea de contact*, H_2, care este înălțimea pe care flancurile șurubului și piuliței sînt în contact (în asamblare).

Dintre toate aceste elemente, cele mai importante din punct de vedere funcțional sînt primele trei și anume: diametrul mediu D_2 respectiv d_2, pasul p și unghiul flancurilor α, ele fiind legate reciproc prin anumite relații și de ele depinzînd precizia asamblărilor filetate.

În multe asamblări filetate, ca, de exemplu, în asamblările cu filete de fixare de uz general, elementul dimensional determinant este diametrul mediu, deoarece contactul și solicitările au loc, de fapt, pe flancul filetului. Din acest motiv, toleranțele și ajustajele pieselor filetate sînt tratate, aproape exclusiv, cu referire la diametrul mediu.

La unele filete de mișcare de precizie înaltă, cum ar fi filetele mecanismelor micrometrice, cel mai important element dimensional este pasul p, întrucît precizia acestuia determină direct și integral precizia deplasărilor multor piese de mașini și aparate (de exemplu, la săniile mașinilor-unelte și ale microscoapelor de măsurare, la aparatele micrometrice etc.).

10.2. RELAȚII ÎNTRE ABATERILE DIAMETRULUI MEDIU, PASULUI ȘI UNGHIULUI FLANCURILOR

Deoarece, așa cum s-a arătat, diametrul mediu este elementul dimensional determinant în multe asamblări filetate, în stabilirea toleranței lui trebuie să se țină seamă de influența abaterilor de pas și de unghi de profil, tocmai pentru a se asigura o îmbinare corespunzătoare între șurub și piuliță.

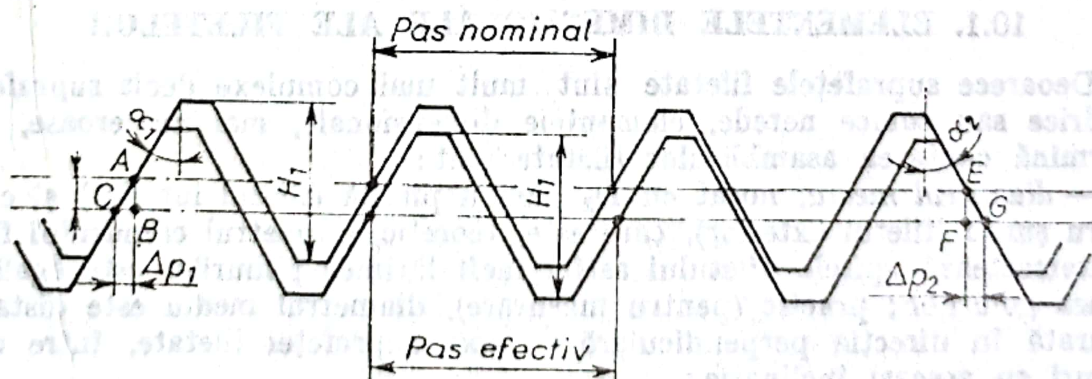


Fig. 10.1. Determinarea erorii diametrului mediu f_p în funcție de eroarea de pas Δp.

Dacă pasul filetului unui șurub este afectat de eroarea de pas Δp (fig. 10.1), aceasta determină eroarea f_p a diametrului mediu, care rezultă din cele ce urmează. Pe lungimea de înșurubare, eroarea cumulată de pas este:

$$\Delta p = CG - AE = CB + FG = \Delta p_1 + \Delta p_2, \qquad (10.1)$$

unde distanța: CG este lungimea de înșurubare pe linia diametrului mediu al profilului nominal;

AE — lungimea de înșurubare pe linia diametrului mediu al profilului real.

Din triunghiurile dreptunghice ABC și EFG se obține:

$$CB = \Delta p_1 = \frac{f_p}{2} \operatorname{tg} \alpha_1; \tag{10.2}$$

$$FG = \Delta p_2 = \frac{f_p}{2} \operatorname{tg} \alpha_2. \tag{10.2a}$$

Relația (10.1) devine:

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2 = \frac{f_p}{2} (\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_2), \tag{10.3}$$

de unde:

$$f_p = \frac{2|\Delta p|}{\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_2}. \tag{10.4}$$

În cazul filetelor simetrice (filetul de fixare ISO și altele),

$$\alpha_1 = \alpha_2 = \frac{\alpha}{2} \tag{10.5}$$

și relația (10.4) devine:

$$f_p = \frac{2|\Delta p|}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} = \frac{|\Delta p|}{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} = |\Delta p| \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2}. \tag{10.6}$$

În relațiile (10.4) și (10.6) abaterea de pas se ia în valoare absolută, întrucît, indiferent de semn, ea provoacă, de regulă, micșorarea diametrului mediu la șurub și mărirea diametrului mediu la piuliță.

Eroarea semiunghiului flancurilor $\Delta \frac{\alpha}{2}$ determină, de asemenea, o eroare f_α a diametrului mediu, așa cum se poate demonstra cu ajutorul figurii 10.2. Dacă, pentru un filet simetric, $ABCE$ este profilul nominal al filetului unui șurub, iar $A'B'C'E'$ este profilul real al aceluiași șurub, înșurubarea în piuliță (cu orice profil real), este posibilă numai dacă diametrul mediu efectiv al șurubului este micșorat cu valoarea $FG + MN$. Dar $FG = MN = \frac{f_\alpha}{2}$. Aplicînd teorema sinusurilor pentru triunghiul AFG (partea de sus a figurii 10.2), se poate scrie:

$$\frac{FG}{\sin \Delta \frac{\alpha}{2}} = \frac{AF}{\sin\left[180 - \left(\frac{\alpha}{2} + \Delta \frac{\alpha}{2}\right)\right]}. \tag{10.7}$$

Dar, pentru că

$$\sin\left[180 - \left(\frac{\alpha}{2} + \Delta \frac{\alpha}{2}\right)\right] = \sin\left(\frac{\alpha}{2} + \Delta \frac{\alpha}{2}\right)$$

și

$$\sin\left(\frac{\alpha}{2} + \Delta \frac{\alpha}{2}\right) \approx \sin \frac{\alpha}{2},$$

Scanned with OKEN Scanner

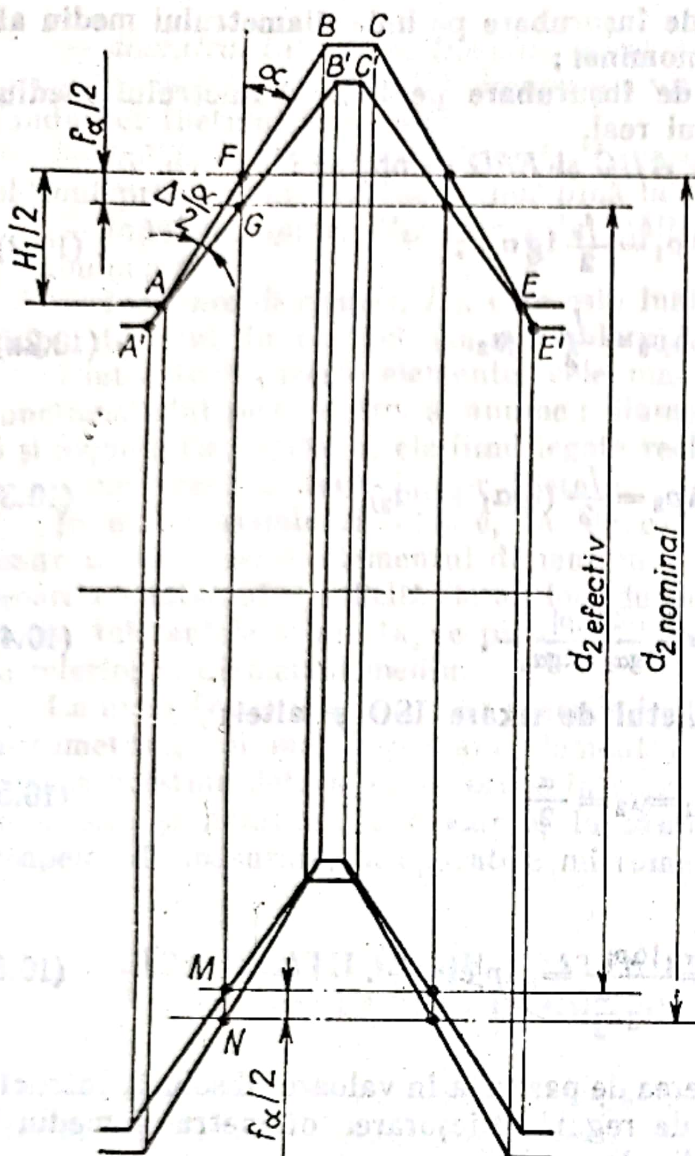


Fig. 10.2. Determinarea erorii diametrului mediu f_α în funcție de eroarea unghiului de profil.

relația (10.7) devine:

$$\frac{FG}{\sin \Delta \frac{\alpha}{2}} = \frac{AF}{\sin \frac{\alpha}{2}}. \qquad (10.8)$$

Cum, însă, $FG = \frac{f\alpha}{2}$ și

$$AF = \frac{\frac{H_1}{2}}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{H_1}{2 \cos \frac{\alpha}{2}},$$

relația (10.8) se poate scrie astfel:

$$\frac{f\alpha}{2 \sin \Delta \frac{\alpha}{2}} = \frac{H_1}{2 \sin \frac{\alpha}{2} \cos \frac{\alpha}{2}} \qquad (10.9)$$

sau, pentru că

$$2 \sin \frac{\alpha}{2} \cos \frac{\alpha}{2} = \sin\alpha$$ și

$$\sin \Delta \frac{\alpha}{2} \approx \Delta \frac{\alpha}{2},$$

relația (10.9) se transformă astfel:

$$\frac{f\alpha}{2\Delta \frac{\alpha}{2}} = \frac{H_1}{\sin \alpha}. \qquad (10.10)$$

Din relația (10.10) rezultă:

$$f\alpha = \frac{2 H_1}{\sin \alpha} \left| \Delta \frac{\alpha}{2} \right|. \qquad (10.11)$$

Dacă $\Delta \frac{\alpha}{2}$ se transformă din radiani în minute, H_1 se ia în milimetri și f_α se consideră în micrometri, relația (10.11) capătă forma:

$$f_\alpha = \frac{2 \cdot 2{,}91 \cdot 10^{-4} \cdot 10^3 \cdot H_1}{\sin \alpha} \cdot \left| \Delta \frac{\alpha}{2} \right| = \frac{0{,}582 H_1}{\sin \alpha} \left| \Delta \frac{\alpha}{2} \right| [\mu m]. \qquad (10.12)$$

Pentru filetele nesimetrice, la care unghiurile flancurilor (față de perpendiculara pe axa piesei filetate) sînt diferite ($\alpha_1 \neq \alpha_2$ și $\alpha_1 + \alpha_2 = \alpha$), abaterea în diametru provocată de abaterile $\Delta\alpha_1$ și $\Delta\alpha_2$ va fi:

$$f_\alpha = \frac{0{,}291 H_1}{\sin (\alpha_1 + \alpha_2)} (|\alpha_1| + |\alpha_2|) \ [\mu m]. \qquad (10.13)$$

Ca și abaterea de pas, abaterea în unghiul flancurilor se ia în valoare absolută deoarece, indiferent de semn, ea provoacă micșorarea diametrului mediu la șurub și mărirea diametrului mediu la piuliță.

În afara abaterilor f_p și f_α datorate abaterilor de pas și de semiunghi, diametrul mediu va fi afectat, ca orice dimensiune, de o abatere proprie, notată cu f_{d2}(sau f_{D2} la piulițe). Ca urmare, abaterea totală a diametrului mediu este:

$$f_{tot} = f_p + f_\alpha + f_{d2}. \qquad (10.14)$$


Scanned with OKEN Scanner

Toleranța prescrisă la diametrul mediu trebuie, în funcție de mărimea lui și de condițiile de precizie, să compenseze și să limiteze această abatere totală și, în consecință, este necesară condiția:

$$f_{tot} \leqslant T_{d_2} \text{ respectiv } f_{tot} \leqslant T_{D_2} . \qquad (10.15)$$

Ca urmare, toleranța diametrului mediu determină existența a două profile limită (unul fiind, de obicei, profilul nominal), între care trebuie să se afle profilul efectiv al filetului (fig. 10.3).

10.3. TOLERANȚELE ȘI AJUSTAJELE FILETELOR METRICE ISO DE FIXARE

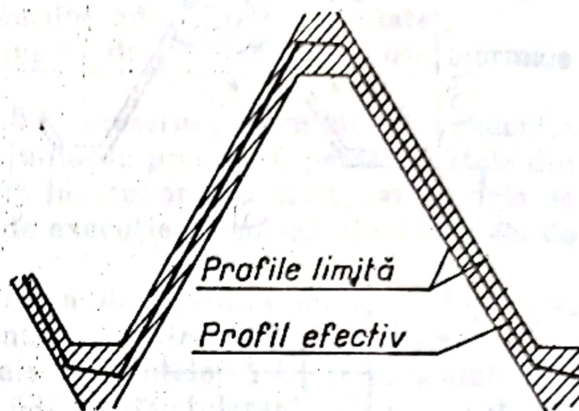


Fig. 10.3. Profile limită și profil efectiv la filete.

Profilul de bază (nominal) al filetului metric ISO (pentru fixarea sau stringerea pieselor prin îmbinarea șurub-piuliță), cu dimensiuni nominale între 1 mm și 600 mm și unghiul flancurilor $\alpha=60°$, a fost stabilit prin STAS 6371-73.

Toleranțele filetelor metrice ISO sînt date în STAS 8165-68 (sistemul de toleranță pentru ajustaje cu joc) și STAS 8164-68 (dimensiuni limită pentru organe de asamblare de uz general — ajustaj 6H/6g).

Cîmpurile de toleranță pentru diametrele filetelor la piuliță și șurub sînt definite prin poziția și mărimea lor.

Pozițiile cîmpurilor de toleranță față de profilul de bază (nominal) al filetului sînt determinate, prin analogie cu toleranțele pieselor cilindrice netede, de abaterile fundamentale: abaterea inferioară A_i a diametrului piuliței și abaterea superioară a_s a diametrului șurubului. În același timp, aceste abateri fundamentale determină și jocul minim al asamblării filetate.

În figura 10.4 sînt prezentate grafic profilul de bază (nominal) și pozițiile cîmpurilor de toleranță ale diametrelor filetului piuliței, iar în figura 10.5 sînt prezentate profilul de bază și pozițiile cîmpurilor de toleranță ale diametrelor filetului șurubului. După cum se vede, s-au stabilit două serii de abateri fundamentale pentru diametrele filetului la piulițe și trei serii de abateri fundamentale pentru diametrele filetului la șurub. Seriile de abateri fundamentale au următoarele simboluri:

— pentru filetul piuliței: H și G (fig. 10.4);

— pentru filetul șurubului: h, g și e (fig. 10.5).

Aceste poziții ale toleranțelor permit, cînd este necesar, aplicarea unui strat acoperitor de protecție pe spirele filetului.

Pozițiile H (la piulițe) și g (la șurub) sînt socotite normale și împreună dau un ajustaj cu joc minim garantat ($j_{min}>0$), care asigură o asamblare ușoară și o deteriorare minimă a filetului prin înșurubare. Poziția G (la piulițe) se va prescrie în cazurile cînd este necesară aplicarea unui strat de protecție gros

Scanned with OKEN Scanner

sau cînd înşurubarea trebuie să se facă foarte uşor. Poziţia h (la şuruburi) se va adopta atunci cînd jocul în filet trebuie redus la minimum, iar poziţia e se recomandă atunci cînd stratul de protecţie este gros şi piesele filetate trebuie să se înşurubeze uşor sau foarte uşor.

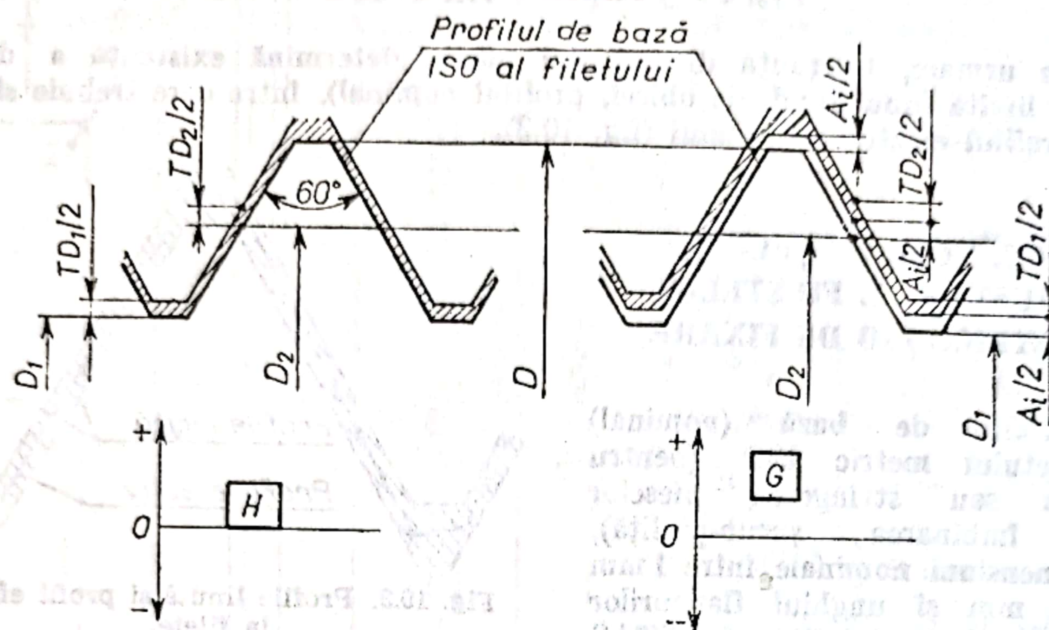


Fig. 10.4. Poziţiile cîmpurilor de toleranţă ale diametrelor filetului ISO pentru piuliţă.

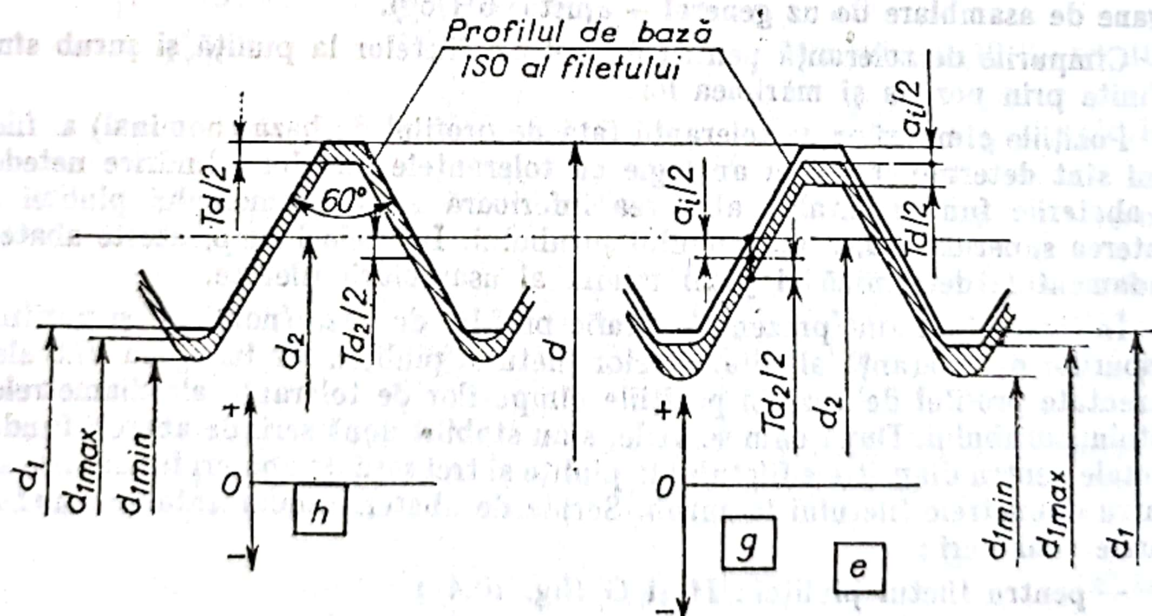


Fig. 10.5. Poziţiile cîmpurilor de toleranţă ale diametrelor filetului ISO pentru şurub.

Valorile abaterilor fundamentale pentru diametrele D, D_2 şi D_1 ale filetelor piuliţelor şi pentru diametrele d şi d_2 ale filetelor şuruburilor sînt date în tabelul 1 din STAS 8165-68 (în funcţie de pasul p, care poate avea valori de la 0,2 mm pînă la 6 mm).

Scanned with OKEN Scanner

În ce privește mărimea cîmpului de toleranță, pentru diametrele medii (D_2 și d_2) și pentru diametrele vîrfurilor filetelor (diametrul interior D_1 la piuliță și diametrul exterior d la șurub) se prevăd toleranțe de diferite grade de precizie, acestea fiind notate cu cifre de la 3 la 9. În același timp, filetele sînt clasificate în trei clase de execuție:

— *fină*, prescrisă numai pentru filete de precizie mare atunci cînd în asamblarea filetată este necesar un joc mic sau foarte mic;

— *mijlocie*, pentru asamblări filetate de uz general;

— *grosolană*, prevăzută pentru filete executate în condiții tehnologice dificile (de exemplu, în cazul filetării găurilor adînci sau înfundate).

Filetele se clasifică în trei grupe de lungimi de înșurubare: scurte, normale și lungi.

În general, gradele de precizie 3, 4 și 5 se prescriu pentru clasa de execuție fină și cu lungimi de înșurubare scurte, gradul de precizie 6 pentru filetele din clasa de execuție mijlocie cu o lungime de înșurubare normală, iar gradele de precizie 7, 8 și 9 pentru filetele din clasa de execuție grosolană și cu lungimi de înșurubare mari.

În particular, pentru toleranțele TD_1 a diametrului interior al piuliței și TD_2 a diametrului mediu al piuliței sînt prevăzute cinci grade de execuție: 4, 5, 6, 7 și 8 (valorile corespunzătoare ale toleranțelor TD_1 și TD_2 sînt date în tabelele 2 și respectiv 4 din STAS 8165-68). Pentru toleranța Td a diametrului exterior al șurubului sînt prevăzute trei grade de precizie: 4, 6 și 8 (v. tab. 3 din STAS 8165-68), iar pentru toleranța Td_2 a diametrului mediu al șurubului sînt prevăzute șapte grade de precizie: 3, 4, 5, 6, 7, 8 și 9 (v. tab. 5 din STAS 8165-68). Pentru diametrul exterior al filetului piuliței se stabilește numai valoarea minimă D_{min}, care este egală cu valoarea nominală D în cazul poziției H pentru TD_2 sau cu valoarea nominală plus abaterea fundamentală A_i în cazul poziției G pentru TD_2 (v. fig. 10.4). Fundul filetului șurubului trebuie să fie racordat cu o rază minimă de $0{,}1\,p$. Diametrul interior efectiv d_1 trebuie să aibă valori cuprinse între limitele $d_{1\,max}$ și $d_{1\,min}$, dar, în același timp, $d_{1\,max}$ este mai mic decît d_1 nominal (v. fig. 10.5).

Cîmpul de toleranță al diametrului unui filet se simbolizează prin cifra care indică gradul de precizie, urmată de litera care indică precizia lui, de exemplu, 6H, 6g etc.

Simbolul cîmpului de toleranță al unui filet se compune din simbolul cîmpului de toleranță al diametrului mediu, urmat de simbolul cîmpului de toleranță al diametrului vîrfului filetului, adică diametrul interior al filetului piuliței sau diametrul exterior al filetului șurubului. În cazul cînd cîmpul de toleranță al celor două diametre este același, simbolul se scrie o singură dată (de exemplu, M 12×1,5—6 H, care înseamnă piuliță cu filet M 12 ×1,5 avînd pentru diametrul mediu și diametrul interior cîmpul de toleranță 6 H; M 12× ×1,5—6 g, care reprezintă un șurub M 12×1,5 avînd pentru diametrul mediu și diametrul exterior cîmpul de toleranță 6 g).

Simbolul unui ajustaj este compus din simbolul cîmpului de toleranță al filetului piuliței urmat de o linie oblică și apoi de simbolul cîmpului de toleranță al filetului șurubului, de exemplu, M 12×1,5—6 H/6 g.

ISO face o selecție a cîmpurilor de toleranță pentru filete. Astfel, sînt prevăzute cîte trei cîmpuri de toleranță preferate (5 H, 6H și 7H pentru piulițe și 6 e, 6 g și 6 h pentru șuruburi), un număr de cîmpuri de toleranță mai puțin preferate și un număr de cîmpuri care trebuie evitate (v. tab. 10 și 11 din

Scanned with OKEN Scanner

STAS 8165-68). În principiu, oricare dintre cîmpurile de toleranță pentru filetul șurubului se poate combina cu oricare dintre cîmpurile de toleranță ale filetului piuliței, dar se preferă ajustajele de tipul H/g, H/h sau G/h care asigură o bună asamblare, respectiv o suprapunere diametrală suficientă între filetul piuliței și al șurubului.

10.4. TOLERANȚELE ȘI AJUSTAJELE FILETELOR METRICE CU STRÎNGERE PE DIAMETRUL MEDIU

Filetele de fixare ISO, tratate mai înainte și care dau ajustaje cu joc, asigură rezistența și stabilitatea asamblării prin crearea unor tensiunii mai mult sau mai puțin puternice numai pe unul dintre flancurile filetelor; pe flancurile neactive se creează, în mod obiectiv, un joc. La acest tip de asamblări filetate este necesar ca la capetele șurubului să existe elemente de sprijin realizate, în majoritatea cazurilor, sub formă de cap și piuliță.

Sînt, însă, cazuri cînd o astfel de soluție este fie imposibilă, fie complicată sau nerațională din punct de vedere constructiv și tehnologic. La fixarea chiulasei pe corpul cilindrilor unor motoare cu ardere internă, la fixarea capului carterului la motoarele de avion, ca și în multe alte cazuri, șuruburile obișnuite se înlocuiesc cu bare cilindrice numite prezoane sau șuruburi prizoniere, filetate pe amîndouă porțiunile spre extremități și fără cap sau alte elemente de sprijin. O extremitate a prezonului se înșurubează cu strîngere puternică în locașul filetat al unei piese (de exemplu, al corpului cilindrilor), creîndu-se, în acest fel, o stare de tensiune pe flancurile filetelor în contact; după montarea liberă a piesei pereche (de exemplu, a chiulasei), la cealaltă extremitate a prezonului se înșurubează (cu joc) o piuliță obișnuită. Ajustajul dintre prezon și locașul piesei (chiulasei) se realizează cu strîngere pe diametrul mediu.

Toleranțele și ajustajele filetelor metrice cu diametrul de la 5 la 48 mm și cu pasul de la 0,8 la 3 mm, destinate asamblărilor cu strîngere pe diametrul

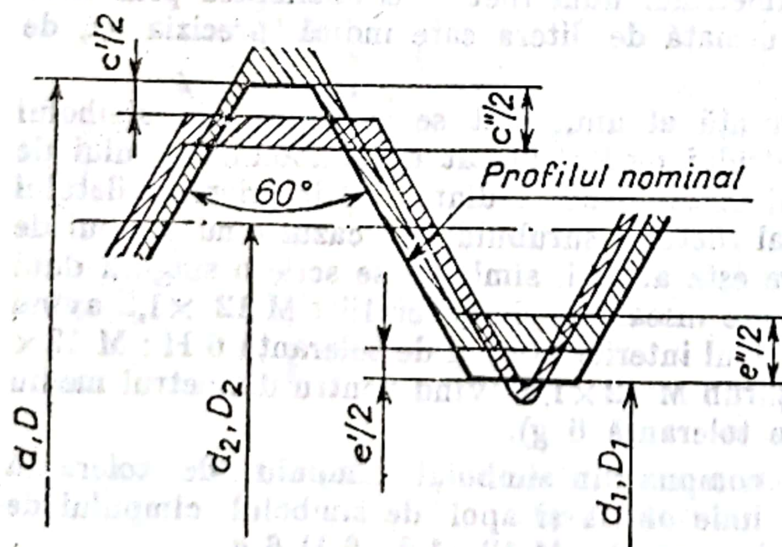


Fig. 10.6. Pozițiile cîmpurilor de toleranță ale diametrelor filetelor cu strîngere pe diametrul mediu.

mediu, sînt date în STAS 5792-66. Profilul nominal și poziția cîmpurilor de toleranță sînt prezentate în figura 10.6. După cum se poate vedea, între vîrful filetului unei piese și fundul filetului piesei pereche se prevede un joc relativ mare, astfel că numai o parte din flancurile filetelor este activă.

Sînt standardizate următoarele ajustaje cu strîngere pe diametrul mediu:

$$\frac{S\ 1-1}{s\ 1-1};\ \frac{S\ 1-2}{s\ 1-2};\ \frac{S1\ -3}{s\ 1-3};\ \frac{S\ 2-2}{s\ 2-2}$$

Poziţia cîmpurilor de toleranţă (în reprezentarea grafică simplificată) pentru, de exemplu, filetul M 20×2 este prezentată în figura 10.7.

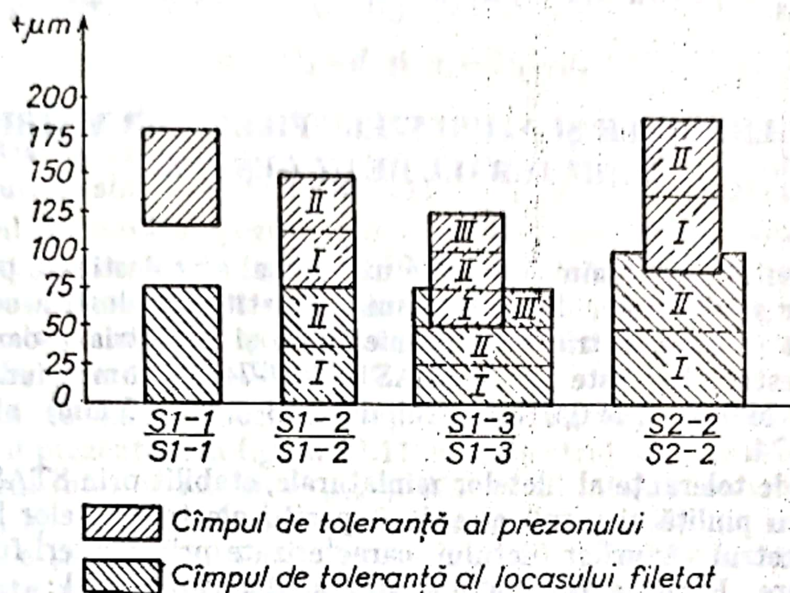


Fig. 10.7. Ajustajele filetului metric M 20×2 cu strîngere pe diametrul mediu.

Ajustajele $\frac{S\ 1-2}{s\ 1-2}$; $\frac{S\ 1-3}{s\ 1-3}$ şi $\frac{S\ 2-2}{s\ 2-2}$ se obţin prin sortarea şuruburilor şi a locaşurilor filetate după diametrul mediu corespunzător mijlocului lungimii filetului şurubului şi locaşului; se vor asambla piese cu filete din grupe de sortare de acelaşi ordin: I cu I, II cu II şi III cu III (v. fig. 10.7).

Alegerea ajustajului se face în funcţie de destinaţia asamblării şi de materialul piesei cu locaşul filetat, ţinîndu-se seamă de recomandările date în tabelul 10.1.

Tabelul 10.1

Alegerea ajustajelor asamblărilor filetate cu strîngerea pe diametrul mediu

Ajustajul	Condiţii de prescriere
$\frac{S\ 1-1}{s\ 1-1}$	Prezoane din oţel în locaşuri ale pieselor din fontă (lungimea de înşurubare 1,25 ... 1,5 *d*) sau din aliaje de aluminiu (lungimea de înşurubare 1,5 ... 2 *d*)
$\frac{S\ 1-2}{s\ 1-2}$	Prezoane din oţel în locaşuri ale pieselor din aliaje de aluminiu sau de magneziu (lungimea de înşurubare 1,5 ... 2 *d*)
$\frac{S\ 1-3}{s\ 1-3}$	Prezoane din oţel în locaşuri ale pieselor din oţel sau din aliaje de titan (lungimea de înşurubare 1,0 ... 1,2 *d*).
$\frac{S\ 2-2}{s\ 2-2}$	Prezoane din oţel în locaşuri ale pieselor din fontă (lungimea de înşurubare 1,25 ... 1,5 *d*)

Pe desene, filetele metrice cu strîngere pe diametrul mediu se notează prin simbolul filetului metric respectiv, urmat de simbolul piesei sau al ajustajului prescris, ca, de exemplu:

M 20 S 1—3—pentru filetul locaşului;

M 20 s 1—3—pentru filetul prezonului;

M 20 $\frac{S\ 1-3}{s\ 1-3}$ —pentru ajustajul asamblării filetate.

10.5. TOLERANŢELE ŞI AJUSTAJELE FILETELOR METRICE ISO MINIATURALE DE UZ GENERAL

Filetele metrice ISO miniaturale de uz general sînt destinate pentru asamblarea pieselor şi obiectelor de dimensiuni mici atît în industria constructoare de maşini, cît şi în industria de mecanică fină şi industria uşoară. Profilul nominal al acestor filete este dat în STAS 9674/1-74, iar dimensiunile nominale (pentru filete M 0,3 ... M 0,9 cu pasul de 0,08 ... 0,225 mm) sînt date în STAS 9674/2-74.

Sistemul de toleranţe al filetelor miniaturale, stabilit prin STAS 9674/3-74, prevede pentru piuliţă şi şurub cîte două poziţii ale toleranţelor la diametrul mediu şi diametrul vîrfurilor filetului, caracterizate prin abateri fundamentale corespunzătoare. Poziţiile toleranţelor sînt simbolizate astfel:

H şi G — pentru filetul interior (piuliţă);

h şi g — pentru filetul exterior (şurub).

Se admite, practic, orice combinaţie de poziţie, în funcţie de condiţiile concrete de asamblare şi de funcţionare (în ce priveşte jocul minim garantat).

Mărimea cîmpului de toleranţă este stabilită pentru următoarele clase de execuţie şi trepte de precizie:

— clasa de execuţie fină cu oricare din treptele de precizie 3, 4 şi 5;

– clasa de execuţie mijlocie cu treapta de precizie 6.

Clasa de execuţie fină se prescrie, de obicei, în cazul unor mecanisme cu precizie mare de deplasare sau de poziţionare (monturi de piese în unele aparate etc.), iar clasa de execuţie mijlocie se prescrie în toate cazurile în care este necesară o fixare obişnuită a pieselor.

10.6. TOLERANŢELE ŞI AJUSTAJELE FILETELOR TRAPEZOIDALE

Filetele trapezoidale se utilizează la diferite organe de transmitere a mişcării, de deplasare şi de ridicare a unor greutăţi, ca, de exemplu, la unele şuruburi conducătoare (cu excepţia şuruburilor conducătoare ale maşinilor-unelte), la instalaţii de ridicat etc.

Spre deosebire de filetul metric ISO de fixare, filetul trapezoidal are unghiul flancurilor $\alpha=30°$.

Profilul de bază şi elementele dimensionale comune filetului interior (piuliţei) şi filetului exterior (şurubului) sînt prezentate, conform STAS 2114/1-75, în figura 10.8, iar dimensiunile celor două filete în asamblare, conform STAS

2114/2-75 şi 2114/3-75, sînt prezentate în figura 10.9. Caracteristic pentru acest tip de filet este faptul că diametrul interior nominal al şurubului notat cu d_3, este mai mic decît diametrul interior teoretic d_1, respectiv $d_3<d_1$ şi, în acelaşi timp, diametrul exterior nominal al piuliţei, notat cu D_4, este mai mare decît diametrul exterior teoretic D, respectiv $D_4>D$; ca urmare, între fundul filetului unei piese şi vîrful filetului piesei pereche apare un joc a_c, care, în funcţie de poziţie, are valorile (v. fig. 10.9) :

$$a_c=D_4-d \text{ şi } a_c=D_1-d_3$$

Sistemul de toleranţe pentru filetele trapezoidale ISO este stabilit prin STAS 2114/4-75, iar dimensiunile limită al filetului interior (piuliţă) şi filetul exterior (şurub) sînt date în STAS 2114/5-75 şi respectiv 2114/6-75.

Profilul de bază şi poziţia cîmpului de toleranţă al filetului trapezoidal interior sînt prezentate în figura 10.10, *a*. Pentru toleranţa diametrului interior D_1 şi toleranţa diametrului mediu D_2 este prevăzută poziţia H ($A_i=0$ – fig. 10.10, *b* şi 10.10,c) ; la diametrul exterior este standardizată numai valoarea minimă, respectiv $D_{4\,min}=D_4>D$ (fig. 10.10, *d*).

Profilul de bază şi poziţia cîmpului de toleranţă al filetului trapezoidal exterior sînt prezentate în figura 10.11, *a*. Diametrul interior efectiv este limitat de diametrul interior minim $d_{3\,min}$ şi diametrul interior maxim $d_{3\,max}=d_3<d_1$ (fig. 10.11, *b*). Pentru cîmpul de toleranţă al diametrului mediu se prevăd poziţiile c, e şi h (fig. 10.11, *c*), iar pentru cîmpul de toleranţă al diametrului exterior este prevăzută poziţia h (fig. 10.11, *d*).

În ce priveşte mărimea cîmpului de toleranţă, sînt prevăzute următoarele trepte de precizie :

— 4, pentru diametrele d şi D_1 ;

— 7, 8 şi 9, pentru diametrele d_2, d_3 şi D_2.

Totodată sînt prevăzute şi două clase de execuţie :

— mijlocie, pentru filetele trapezoidale de uz general ;

— grosolană, pentru filetele la care execuţia are loc în condiţii tehnologice dificile.

În STAS sînt prevăzute şi două grupe de lungimi de înşurubare : normale (N) şi lungi (L).

Toleranţele filetelor trapezoidale cu mai multe începuturi sînt egale cu cele ale filetelor cu un singur început, cu excepţia toleranţelor la diametrul mediu TD_2 şi Td_2, care se măresc cu factorul de multiplicare 1,12 pentru două începuturi, 1,25 pentru trei începuturi, 1,4 pentru patru începuturi şi 1,6 pentru cinci şi mai multe începuturi (STAS 2114/4-75).

Din cele arătate mai înainte rezultă că la asamblarea pieselor cu filete trapezoidale se realizează ajustaje cu joc garantat (joc pozitiv, $J_{min}>0$) pe diametrele $d-D_4$ şi d_3-D_1 ; pe diametrele d_2-D_2 se realizează fie ajustaje cu joc garantat ($J_{min}>0$), fie ajustaj de tip alunecător ($J_{min}=0$). Se preferă ajustajele cu joc garantat, întrucît filetele trapezoidale sînt filete de mişcare.

Notarea, pe desen, a filetului trapezoidal şi a cîmpurilor de toleranţă respective se face similar cu notarea la filetul ISO de fixare, de exemplu :

— pentru filet trapezoidal interior (piuliţă),

$$\text{Tr } 30\times6-7\text{ H} ;$$

Scanned with OKEN Scanner

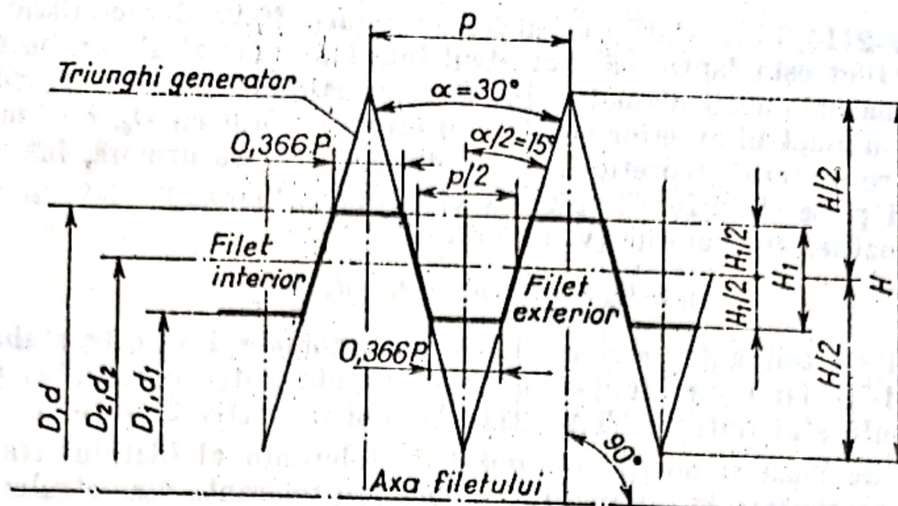
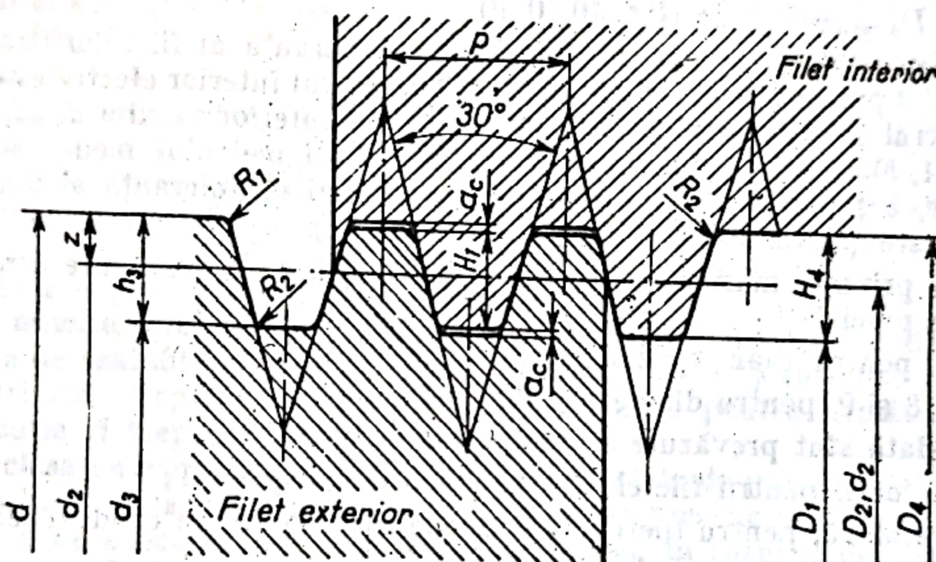


Fig. 10.8. Profilul de bază şi elementele dimensionale ale filetului trapezoidal.



$H_1 = 0{,}5\,P$

$H_4 = h_3 = H_1 + a_c = 0{,}5\,P + a_c$

$z = 0{,}25\,P = H_1/2$

$R_{1max} = 0{,}5\,a_c$

$R_{2max} = a_c$

d = diametrul nominal al filetului

$d_2 = D_2 = d - 2z = d - 0{,}5\,P$

$d_3 = d - 2h_3 = d - P - 2a_c$

$D_4 = d + 2a_c$

$D_1 = d - 2H_1 = d - P$

a_c = jocul la fundul filetului

Fig. 10.9. Dimensiunile principale de asamblare ale filetelor trapezoidale.

Scanned with OKEN Scanner

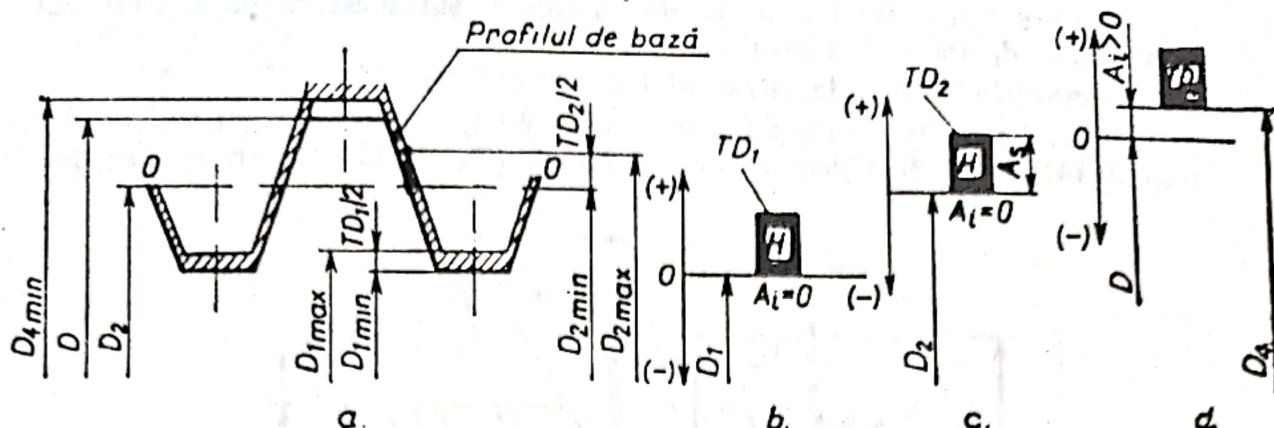


Fig. 10.10. Poziţia cîmpurilor de toleranţă ale filetului trapezoidal interior.

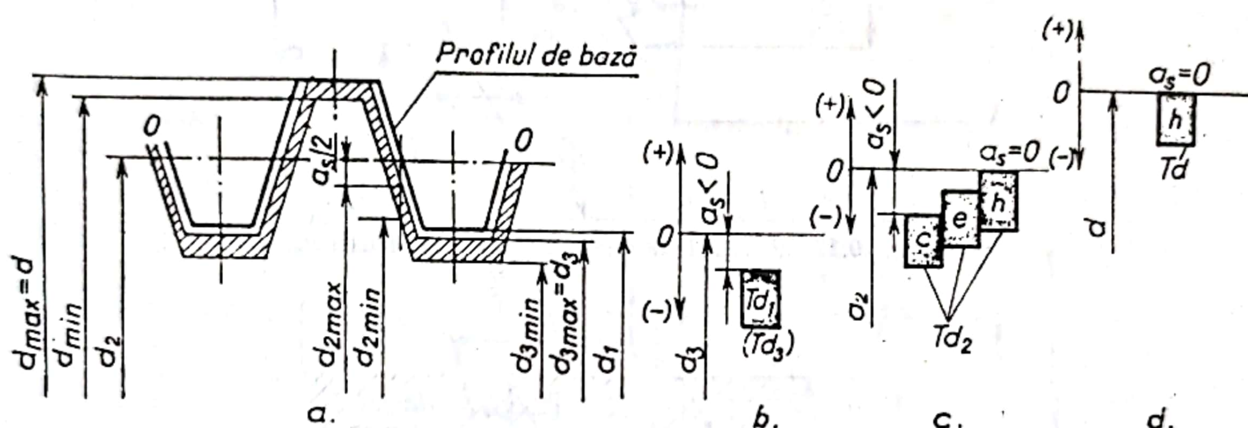


Fig. 10.11. Poziţiile cîmpurilor de toleranţă ale filetului trapezoidal exterior.

— pentru filet trapezoidal exterior (şurub),

Tr 30×6—7 c;

— pentru ajustaj cu filet trapezoidal

Tr 30×6—7 H/7c.

10.7. TOLERANŢELE ŞI AJUSTAJELE FILETELOR FERĂSTRĂU

Asamblarea piuliţă-şurub cu filet ferăstrău se utilizează, de obicei, în cazul transmiterii unor presiuni unilaterale mari, ca, de exemplu, la presele cu şurub.

Profilul de bază al filetului, stabilit prin STAS 2234/1-75 (fig. 10.12), este caracterizat prin asimetria flancurilor, astfel că:

$$\alpha=\alpha_1+\alpha_2=3+30=33°.$$

Elementele dimensionale ale filetului ferăstrău au fost stabilite prin STAS 2234/2-75 (fig. 10.13). Se constată că dacă profilul de bază este acelaşi la ambele filete, profilele nominale sînt diferite; datorită acestui fapt, pe flancu-

Scanned with OKEN Scanner

rile neactive apare jocul a, iar fundul filetului la şurub este rotunjit şi în locul diametrului d_1 apare diametrul d_3.

Toleranţele filetelor ferăstrău sînt date în STAS 2234/3-75.

Cîmpurile de toleranţă au următoarele poziţii: H pentru filetul interior (fig. 10.14) şi c, e şi h pentru filetul exterior (fig. 10.15). Ca urmare, se pot

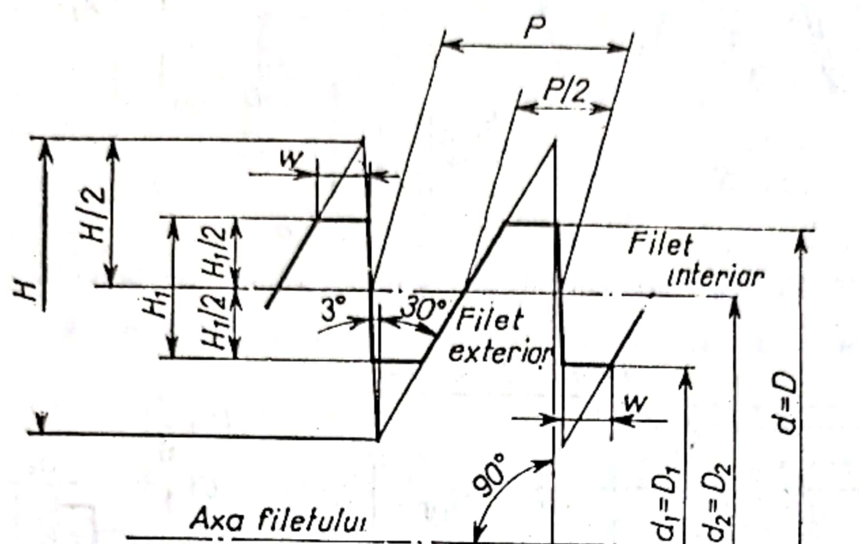
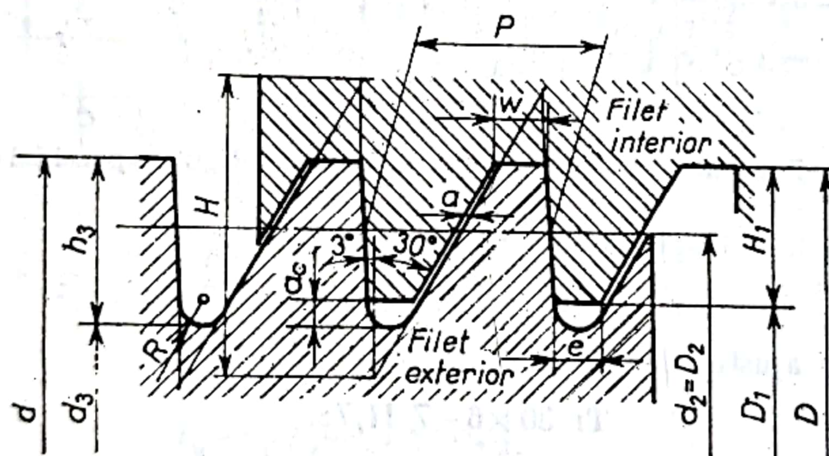


Fig. 10.12. Profilul de bază al filetului ferăstrău.



$d = D$ = diametrul nominal al filetului

$D_1 = D - 2H_1 = D - 1,5P$

$D_2 = d_2 = d - H_1 = d - 0,75P$

$d_3 = d - 2h_3$

$H_1 = 0,75P$

$h_3 = H_1 + a_c = 0,86777P$

$a_c = 0,11777P$

$a = 0,1\sqrt{P}$

$w = 0,26384P$

$e = w - a$

$R = 0,12427P$

Fig. 10.13. Elementele dimensionale ale filetului ferăstrău.

forma fie ajustaje cu $J_{min} = 0$ (H/h), fie ajustaje cu $J_{min} > 0$ (H/c şi H/e). Ultimele se utilizează cel mai des. Valorile abaterilor fundamentale a_s pentru poziţiile c şi e sînt date în funcţie de pas.

Pentru mărimea cîmpului de toleranţă, sînt prevăzute treptele de precizie 7, 8 şi 9 la diametrele D_2, d_2 şi d_3 şi cîmpurile de toleranţă h9 la dia-

Scanned with OKEN Scanner

metrul d respectiv H10 la diametrul D (conform STAS 8102-68 şi respectiv 8103-68).

S-au stabilit două clase de execuţie: mijlocie — pentru filete de uz general şi grosolană — pentru cazurile în care execuţia are loc în condiţii tehnologice dificile. În ce priveşte lungimile de înşurubare, sînt prevăzute două grupe: normale (N) şi lungi (L).

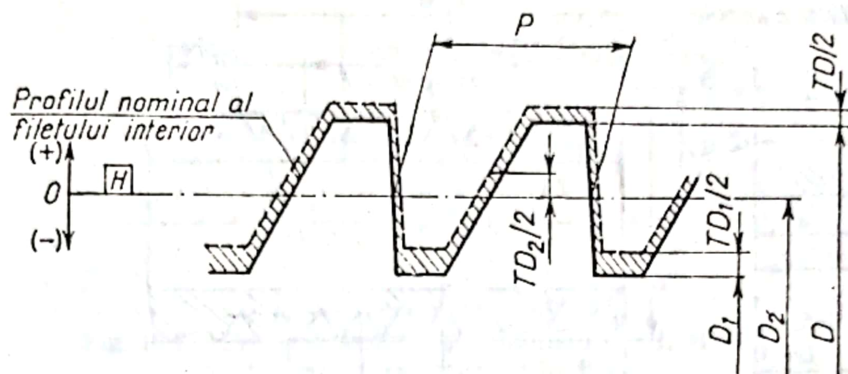


Fig. 10.14. Poziţia cîmpurilor de toleranţă ale filetului ferăstrău interior.

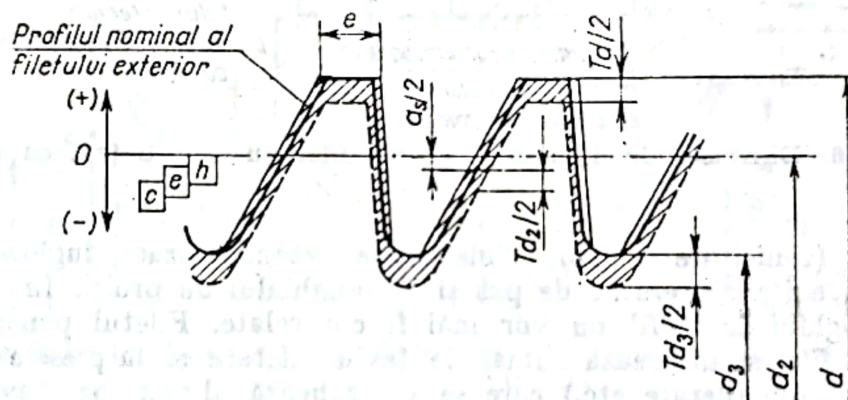


Fig. 10.15. Poziţia cîmpurilor de toleranţă ale filetului ferăstrău exterior.

Toleranţele filetelor cu mai multe începuturi sînt egale cu cele ale filetelor cu un singur început, cu excepţia toleranţelor la diametrul mediu, care se măresc cu factorii de multiplicare similari cu cei de la filetele trapezoidale.

Notarea pe desen a filetelor ferăstrău şi a cîmpurilor de toleranţă respective se face în felul următor:

— pentru filetul interior S30×6—7H;
— pentru filetul exterior S30×6—7c;
— pentru ajustajul filetat S30×6—7H/7c.

10.8. TOLERANŢELE ŞI AJUSTAJELE FILETELOR PENTRU ŢEVI

Filetele pentru ţevi pot fi cu etanşare în filet sau fără etanşare în filet. În ultimul caz, este necesară utilizarea unor piese sau materiale de etanşare (garnituri etc.)

Scanned with OKEN Scanner

Dimensiunile teoretice ale filetului pentru țevi cu etanșare în filet sînt date în STAS 402-68.

Dimensiunile de asamblare ale filetului pentru țevi cu etanșare în filet, pentru care au fost prevăzute toleranțe în STAS 836-68, sînt prezentate în figura 10.16. Filetul interior este cilindric, iar filetul exterior

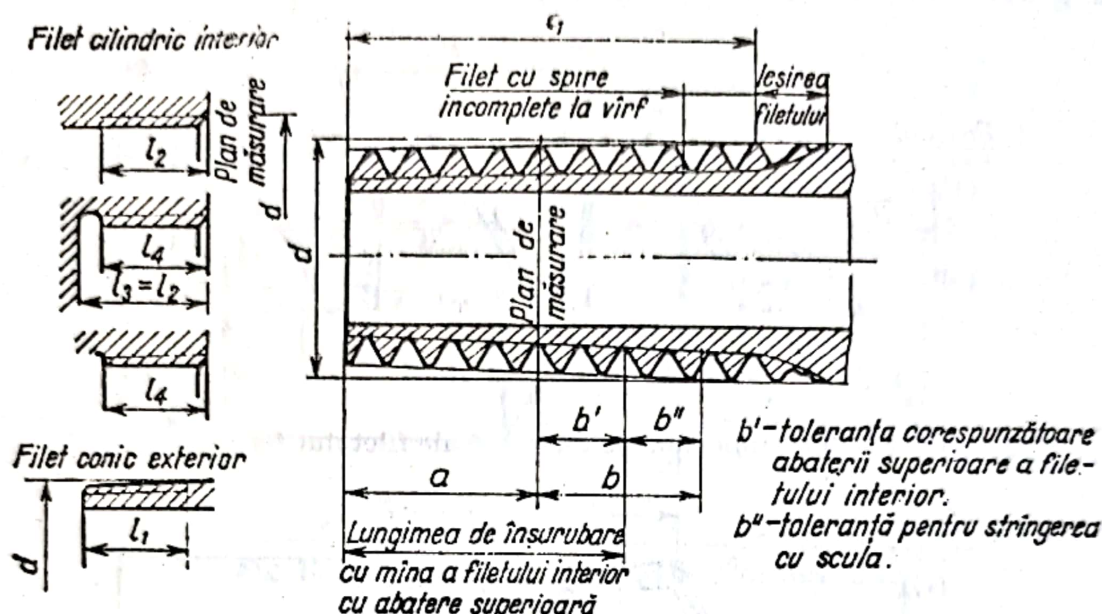


Fig. 10.16. Dimensiunile de asamblare ale filetului pentru țevi cu etanșare în filet.

este conic (conicitate 1 : 16). Toleranțele standardizate înglobează toleranțele provenite din erorile de pas și ale unghiului de profil. În consecință pasul și unghiul de profil nu vor mai fi controlate. Filetul pentru țevi cu etanșare în filet se utilizează numai la țevile filetate și la piesele (fitinguri, armături, flanșe filetate etc.) care se înșurubează direct pe țevi. Notația pe desen a filetului exterior conic cuprinde litera K și simbolul filetului pentru țevi (de exemplu, $KG1^1/_2$). La filetul interior cilindric notarea se face prin simbolul filetului pentru țevi, urmat de litera J care semnifică abateri simetrice la diametrele filetului (de exemplu, G $1^1/_2$J). Cifrele înseamnă diametrul interior al țevii, în țoli.

Profilul teoretic și dimensiunile filetului pentru țevi fără etanșare în filet sînt prezentate în figura 10.17 (conf. STAS 8130-68). Acest tip de filet are, ca și filetul ISO, profilul triunghiular, dar cu vîrfurile și fundurile rotunjite (în unele cazuri se admit și vîrfuri plate). Ambele filete, interior și exterior, sînt cilindrice.

Pozițiile cîmpurilor de toleranță, conform STAS 8131-68, sînt prezentate în figura 10.18. După cum se poate constata, între piesele filetate se formează un ajustaj de tipul H/h, întrucît la diametrele d, d_2 și d_1 abaterea superioară $a_s=0$, iar la diametrele D, D_2 și D_1 abaterea inferioară $A_i=0$. Sînt standardizate toate abaterile la diametre, cu excepția abaterii superioare a diametrului exterior D al filetului interior. Pentru filetul exterior, sînt prevăzute toleranțe în clasa de precizie A (la lungimile de înșurubare indicate în STAS sau mai mici) și toleranțe în clasa de precizie B (la lungimi de înșurubare mai mari decît cele indicate în STAS). Pentru filetul interior se prevăd toleranțe numai pentru o singură clasă de precizie, nesimbolizată

Scanned with OKEN Scanner

(corespunzătoare, pentru TD_2, clasei de precizie A de la filetul exterior). Toleranțele stabilite pentru diametrul mediu (TD_2, Td_2) înglobează toleranțele datorate erorilor de pas și la unghiul de profil.

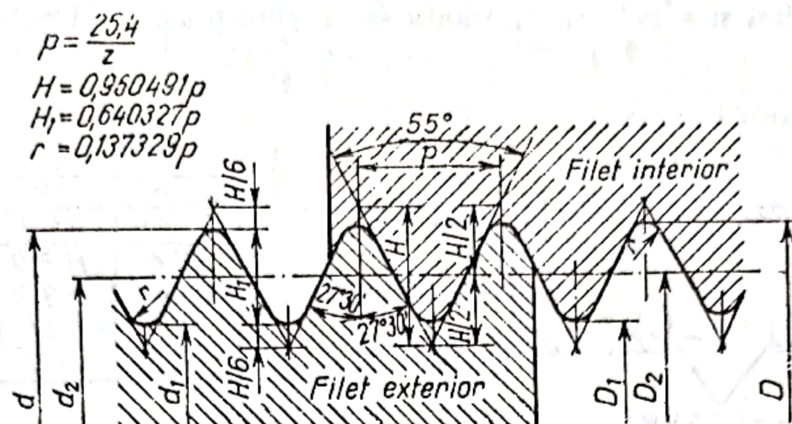


Fig. 10.17. Profilul teoretic și dimensiunile filetului pentru țevi fără etanșare în filet.

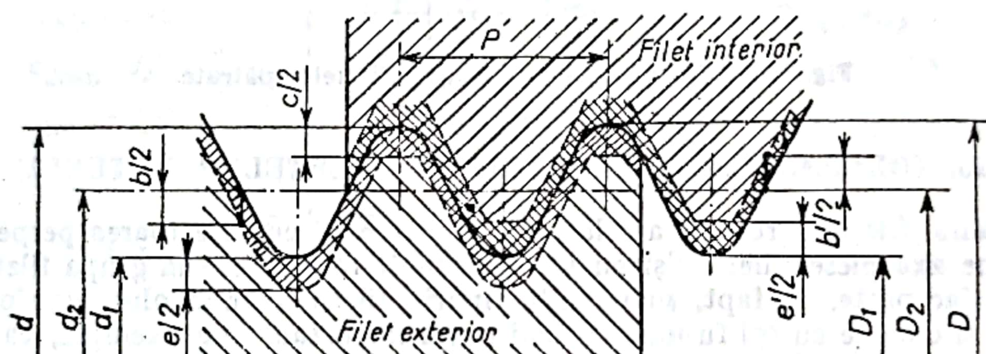


Fig. 10.18. Pozițiile cîmpurilor de toleranță (ajustajul) filetului pentru țevi fără etanșare în filet.

Notarea pe desen a filetelor pentru țevi fără etanșare în filet se face prin simbolul G urmat de valoarea diametrului interior al țevii în țoli și de litera clasei de precizie pentru filetul exterior (de exemplu, G $1^1/_4$ A, G$^3/_4$B) sau de litera H pentru filetul interior (de exemplu, G$1^3/_4$H).

10.9. TOLERANȚELE ȘI AJUSTAJELE FILETELOR PĂTRATE

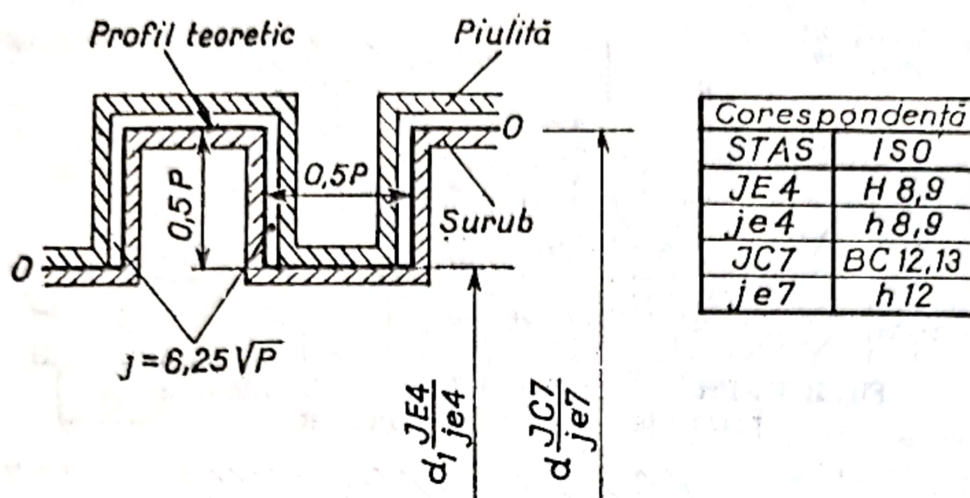
Datorită faptului că au o rezistență mai mică și se prelucrează mai greu, filetele pătrate se utilizează rar, fiind înlocuite, de obicei, cu filete trapezoidale.

Profilul și elementele dimensionale ale filetelor pătrate sînt reglementate prin STAS 3202-52 (filet pătrat fin), 3203-52 (filete pătrate în general), 3126-52 (filet pătrat normal), 3125-52 (filet pătrat cu pas mare) și 9020-71 (filet pătrat pentru lemn). Primele patru STAS-uri sînt, în prezent, anulate și pot fi folosite doar cu titlu orientativ.

Toleranțele și ajustajele acestor filete nu sînt standardizate, dar forma profilului permite aplicarea, la dimensiuni, a sistemului de toleranțe de la dimensiunile liniare. În consecință, se recomandă toleranțele și ajustajele prezen-

Scanned with OKEN Scanner

cate în figura 10.19, cu joc garantat pe flancuri și la diametrul exterior și cu $J_{min} = 0$ (ajustaj alunecător) la diametrul interior. Ajustajele respective asigură asamblarea și funcționarea ușoară a cuplului șurub-piuliță cu filet pătrat. La lățimea spirei și a golului, toleranța se ia corespunzător treptei de precizie 10 sau 11.



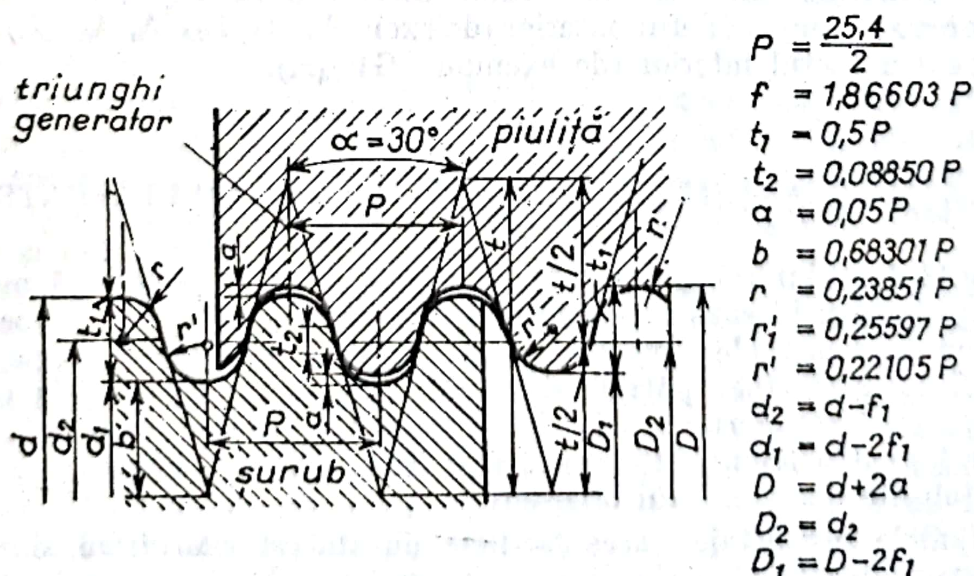
Corespondență	
STAS	ISO
JE 4	H 8,9
je 4	h 8,9
JC7	BC 12,13
je7	h 12

Fig. 10.19. Toleranțele și ajustajele filetelor pătrate.

10.10. TOLERANȚELE ȘI AJUSTAJELE FILETELOR ROTUNDE

Profilul filetului rotund are la bază un triunghi cu bisectoarea perpendiculară pe axa piesei filetate și cu vîrfurile mult rotunjite. Din grupa filetelor rotunde fac parte, de fapt, mai multe tipuri: filetul rotund obișnuit, folosit la piese și obiecte cu rol funcțional mai puțin important (de exemplu, capace la vase și recipiente de tot felul); filetul Edison, utilizat la dulii, fasunguri și elemente de siguranță; filetul pentru biciclete; filetul pentru ansamblul cuplei de cale ferată normală. Unghiul de profil α este de 30° sau de 60°.

În figura 10.20 sînt prezentate profilul și elementele dimensionale ale filetului rotund normal (STAS 668-49). Toleranțele, care nu sînt standardizate,



$$P = \frac{25,4}{2}$$
$$f = 1,86603\,P$$
$$t_1 = 0,5\,P$$
$$t_2 = 0,08850\,P$$
$$a = 0,05\,P$$
$$b = 0,68301\,P$$
$$r = 0,23851\,P$$
$$r_1' = 0,25597\,P$$
$$r' = 0,22105\,P$$
$$d_2 = d - f_1$$
$$d_1 = d - 2f_1$$
$$D = d + 2a$$
$$D_2 = d_2$$
$$D_1 = D - 2f_1$$

Fig. 10.20. Profilul și elementele dimensionale ale filetului rotund normal.

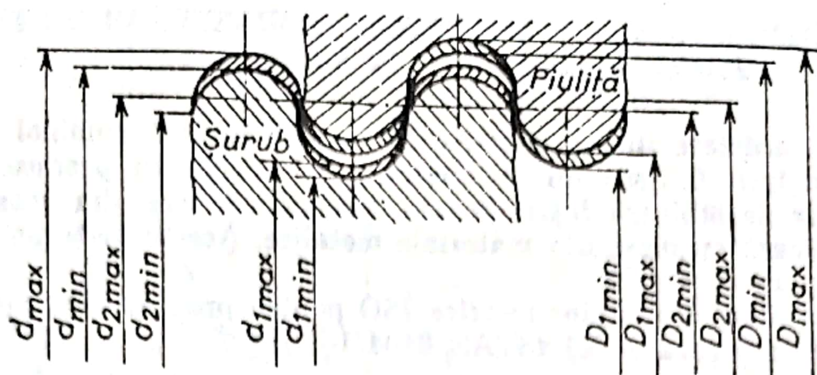


Fig. 10.21. Toleranțele filetului rotund normal.

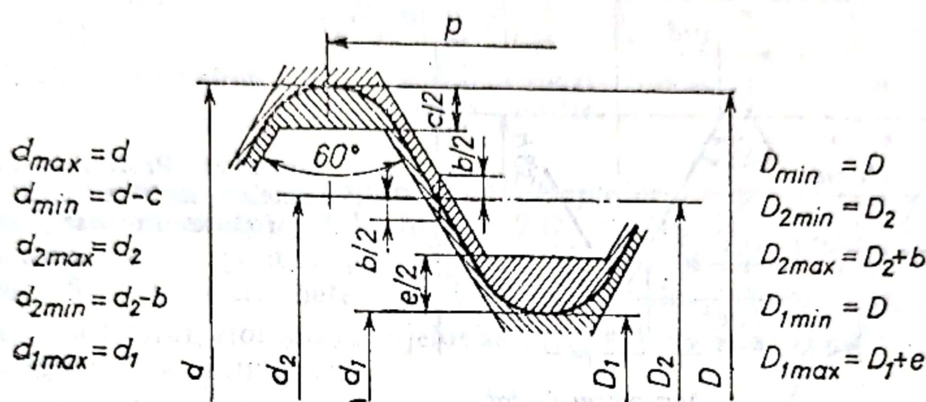


Fig. 10.22. Profilul și toleranțele filetului pentru biciclete.

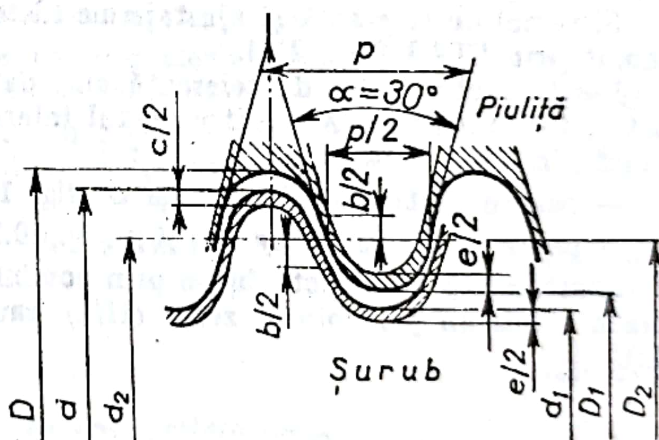


Fig. 10.23. Profilul și toleranțele filetului cuplei de cale ferată.

se calculează cu ajutorul unor relații empirice (în funcție de diametrul mediu pas, unghiul de profil și lungimea de înșurubare). Poziția cîmpurilor de toleranță asigură obținerea unui ajustaj cu joc (fig. 10.21).

Profilul nominal și poziția cîmpurilor de toleranță la filetul pentru biciclete sînt prezentate în figura 10.22 (conf. STAS 5515-79). Ajustajul dintre șurub și piuliță este caracterizat prin $J_{min} = 0$.

În figura 10.23 sînt prezentate profilul și poziția cîmpurilor de toleranță la filetul cuplei de cale ferată. Ajustajul format de piesele filetate se caracterizează printr-un joc minim garantat ($J_{min} > 0$).

Scanned with OKEN Scanner

10.11. TOLERANȚELE ȘI AJUSTAJELE FILETELOR METRICE ISO PENTRU PRODUSE DIN MASE PLASTICE

Sînt standardizate filetele metrice ISO cu diametrul nominal între 1 și 120 mm, pasul între 0,2 și 6 mm și unghiul $\alpha = 60°$, pentru produse din mase plastice care se asamblează între ele sau pentru produse din mase plastice care se asamblează cu piese din materiale metalice. Aceste filete pot fi cu pas normal, pas mare și pas fin.

Profilul nominal al filetelor metrice ISO pentru produse din mase plastice este prezentat în figura 10.24 (STAS 8404/1-74).

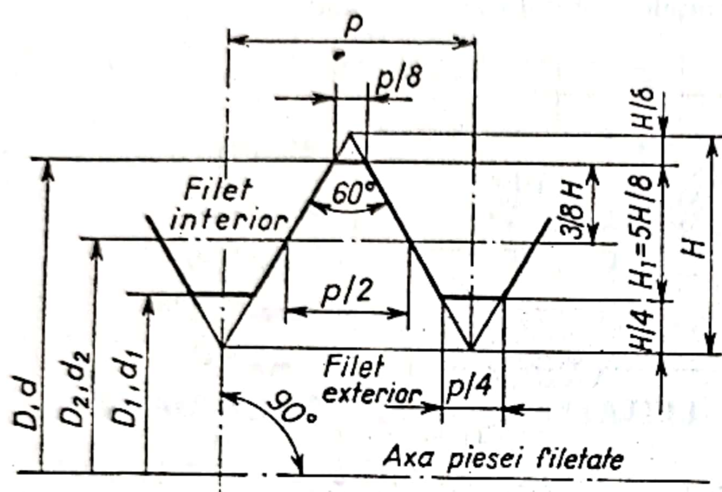


Fig. 10.24. Profilul nominal al filetelor metrice ISO pentru produse din mase plastice.

Sistemul de toleranță și ajustaje ale filetelor pentru mase plastice a fost stabilit prin STAS 8404/2-74.

Pozițiile cîmpurilor de toleranță sînt determinate de cîte două serii de abateri fundamentale (A_i pentru filetul interior și a_s pentru filetul exterior) și sînt simbolizate în felul următor:

— pentru filetul interior: H și G (fig. 10.25);

— pentru filetul exterior : h și g (fig. 10.26).

Ajustajele care se pot obține prin combinarea acestor poziții se caracterizează printr-un joc minim zero (H/h) sau mai mare decît zero (H/g și G/h).

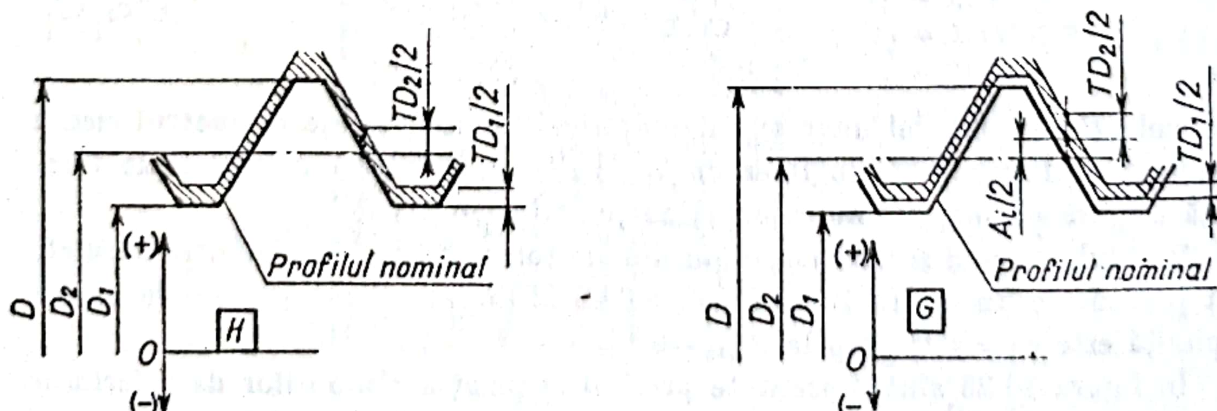


Fig. 10.25. Pozițiile cîmpurilor de toleranță ale filetului interior pentru produse din mase plastice.

Pentru diametrele medii (D_2 şi d_2), pentru diametrele vîrfurilor filetelor (D_1 şi d) şi pentru diametrul interior al filetului exterior (d_1) se prevăd toleranţe în cinci trepte de precizie, simbolizate cu cifre de la 6 la 10.

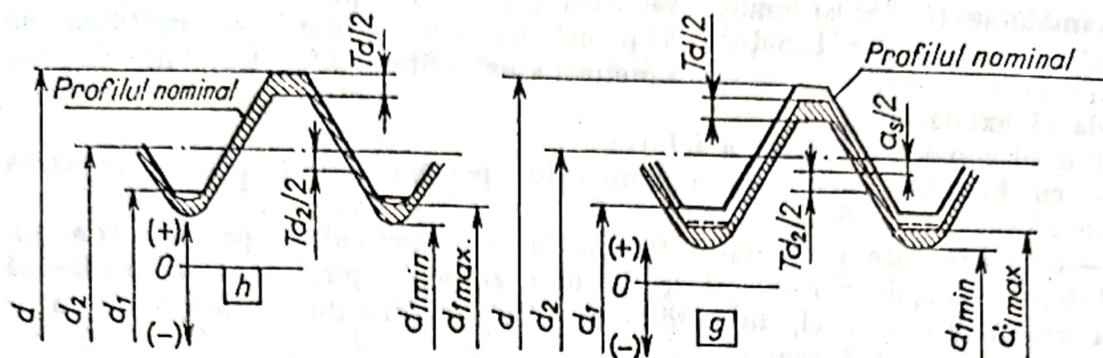


Fig. 10.26. Poziţiile cîmpurilor de toleranţă ale filetului exterior pentru produse din mase plastice.

Valorile toleranţelor corespunzătoare treptelor de precizie sînt date în STAS 8165-68, cu excepţia toleranţelor TD_2 şi Td_2 corespunzătoare treptelor 9 şi respectiv 10, pentru filetele cu pas normal şi fin şi treptelor 6 ... 8. şi respectiv 6 ... 9 pentru filetele cu pas mare, care sînt date în STAS 8404/2-74.

Alegerea toleranţelor şi ajustajelor se face în funcţie de clasele de execuţie şi de lungimile de înşurubare.

S-au stabilit trei clase de execuţie:

— *mijlocie*, pentru filetele de precizie mai înaltă (treapta de precizie 6), la care se impun condiţii de coaxialitate şi etanşeitate;

— *grosolană*, pentru filete de precizie medie (treptele 7 şi 8) supuse la solicitări; nu se recomandă în cazul materialelor fragile şi plasto-elastice;

— *foarte grosolană*, pentru filete slab solicitate cu precizie redusă (treptele 9 şi 10) şi pentru filetele pieselor din mase plastice care se asamblează cu piese din materiale metalice.

Lungimile de înşurubare sînt cele date în STAS 8165-68 (v. subcap. 10.3).

În tabelul 10.2 este prezentată selecţia cîmpurilor de toleranţă preferenţiale în funcţie de clasele de execuţie.

Tabelul 10.2

Cîmpuri de toleranţă preferenţiale

Clasa de execuţie	Cîmpul de toleranţă al filetului	
	interior	exterior
Mijlocie	6 H ; 6 G	6g ; 6g
Grosolană	7 H ; 7 G	8h ; 8g
Foarte grosolană	9 H ; 8 H	10h ; 8h

Abaterile limită pentru cîmpurile de toleranţă indicate în tabelul 10.2 sînt date în STAS 8165-68 şi 8404/2-74. Abaterea superioară a diametrului exterior D al filetului interior nu se standardizează.

Scanned with OKEN Scanner

10.12. TOLERANȚELE ȘI AJUSTAJELE FILETELOR CONICE

Filetele conice sînt utilizate la asamblarea unor elemente de armături, la asamblarea țevilor și manșoanelor în cazul unor presiuni și temperaturi ridicate etc. Condiția funcțională principală a asamblării, etanșeitatea, se asigură fără garnituri, doar prin deformarea spirelor filetelor în direcție radială și axială.

Filetul conic este de două feluri :

— cu bisectoarea unghiului flancurilor perpendiculară pe generatoarea conului ;

— cu bisectoarea unghiului flancurilor perpendiculară pe axa conului.

Filetul conic de primul fel se prelucrează mai ușor, dar se utilizează numai cel de-al doilea fel, datorită faptului că asigură un contact mai bun pe flancuri și se măsoară mai ușor.

În țara noastră sînt standardizate două tipuri de filete conice : metrice și în țoli (Briggs).

Elementele dimensionale principale ale filetului conic sînt :

— unghiul de înclinație φ al conului filetului ;
— unghiul de conicitate 2φ ;
— diametrele : mediu (D_2, d_2), exterior (D, d) și interior (D_1, d_1) ;
— pasul p, adică distanța dintre două puncte așezate pe flancuri paralele consecutive, măsurate în proiecție pe axa conului ;
— unghiul de profil 2α ;
— planul de măsurare, stabilit și definit la o anumită distanță de suprafața frontală a piuliței (mufei) și suprafața frontală a șurubului (țevii).

În figura 10.27 sînt prezentate profilul teoretic și dimensiunile principale ale filetului metric conic (STAS 6423-65). Distanțele la planul de măsurare sînt notate cu A și respectiv cu B.

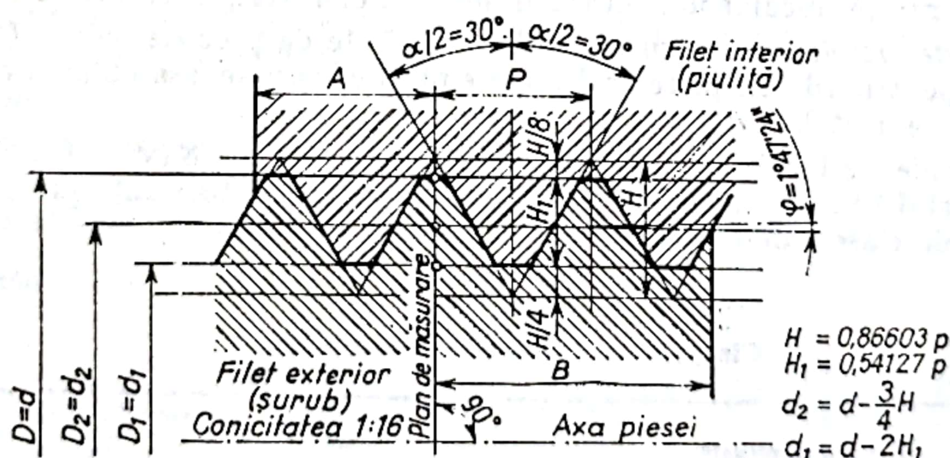


Fig. 10.27. Profilul teoretic și dimensiunile filetului metric conic.

Toleranțele filetului metric conic sînt reglementate prin STAS 7339-65. Poziția cîmpurilor de toleranță este prezentată în figura 10.28. Abaterile efective și limită ale diametrelor se măsoară și se consideră de la linia profilului teoretic în direcție perpendiculară pe axa piesei filetate. Atît la filetul interior, cît și la filetul exterior, toleranțele se distribuie de o parte și de cealaltă a profilului teoretic, ceea ce dă prin îmbinare un ajustaj intermediar. De notat că $TD_2 = Td_2 = 2b$ (abaterile limită la diametrul mediu sînt $+b$ și $-b$).

Scanned with OKEN Scanner

Abaterile limită ale pasului la filetul metric conic, măsurate între două şiruri consecutive luate la întîmplare, sînt de $\pm 0{,}02$ mm pentru filete KM 6×1 ... KM $30\times1{,}5$ şi de $\pm 0{,}03$ mm pentru filete KM $36\times1{,}5$ ... KM 60×2. Limitele conicităţii filetului sînt : $1:16^{0}_{-2}$ la şurub şi $1:16^{+2}_{0}$ la piuliţă. Abaterile limită ale semiunghiului filetului (30°) sînt : $+1°$ pentru filetele KM 6×1 ... KM 12×1 şi $\pm 45'$ pentru filetele KM 12×1 ... KM 60×2.

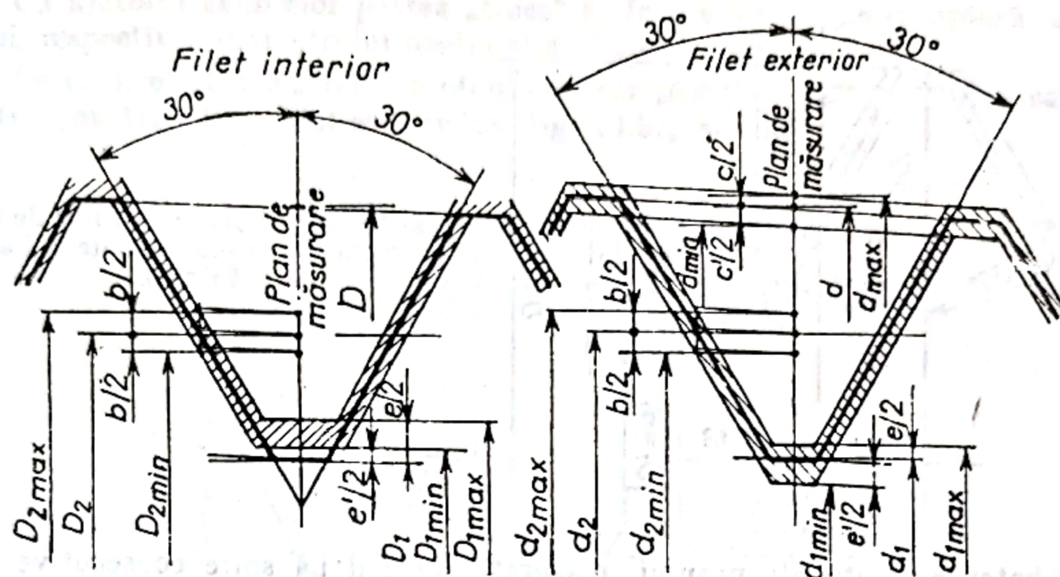


Fig. 10.28. Poziţia cîmpurilor de toleranţă ale filetului metric conic.

Profilul teoretic şi dimensiunile principale ale filetului conic în ţoli (Briggs) sînt prezentate în figura 10.29 (conf. STAS 6422-61).

Toleranţele filetului conic în ţoli sînt stabilite prin STAS 7085-64. Poziţia cîmpurilor de toleranţă este prezentată în figura 10.30. Toleranţele au aceeaşi

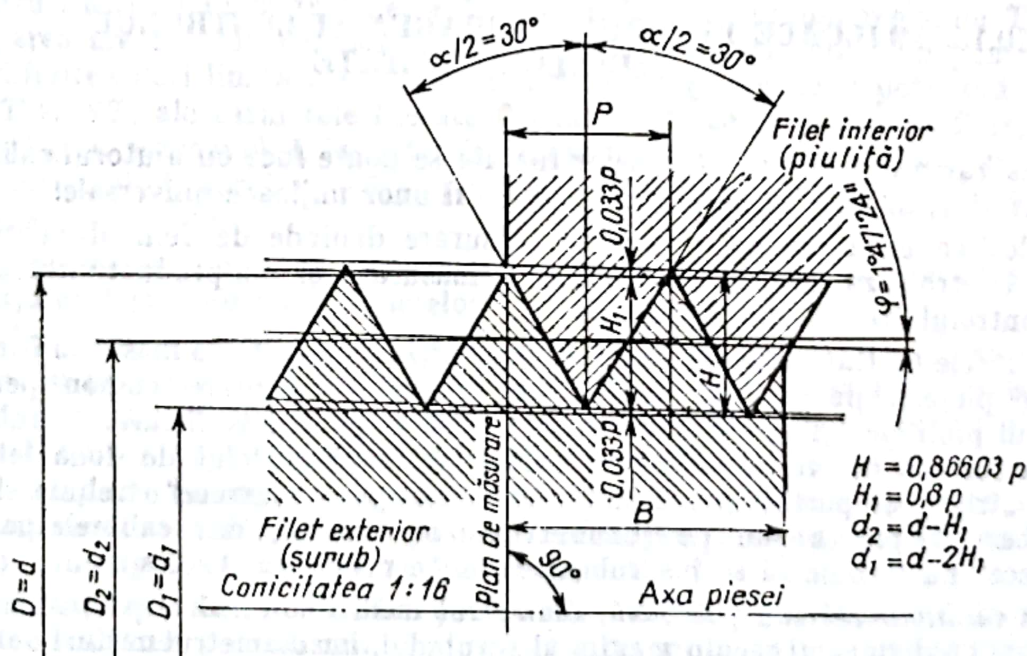


Fig. 10.29. Profilul teoretic şi dimensiunile filetului conic în ţoli (Briggs).

Scanned with OKEN Scanner

poziţie şi aceleaşi valori pentru diametrele filetului interior, cît şi pentru diametrele filetului exterior. Ca şi la filetul metric conic, $TD_2=Td_2=2b$. La lungimi normale ale filetului toleranţa la diametrul mediu este simetrică ($\pm b$), dar la lungimi scurte toleranţa este asimetrică $\left(+\frac{2}{3}\,b \text{ şi} -\frac{1}{2}\,b\right)$. Teoretic, între şurub şi piuliţă se formează un ajustaj intermediar.

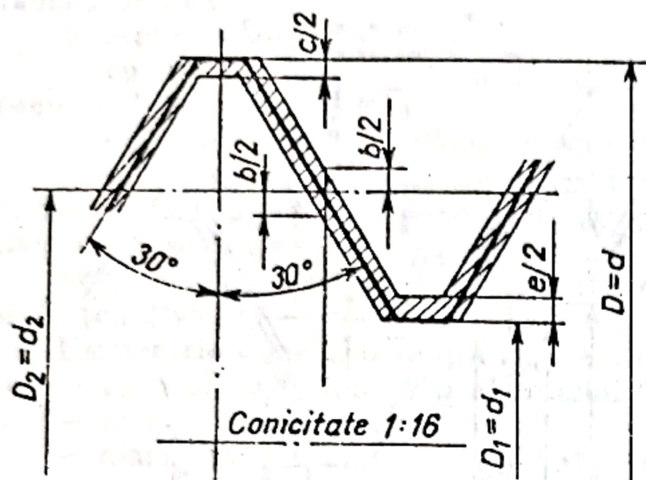


Fig. 10.30. Poziţia cîmpurilor de toleranţă ale filetului conic în ţoli (Briggs).

Abaterile limită ale pasului, măsurate între două spire consecutive sînt de $\pm 0{,}02$ mm pentru filetele cu lungimea pînă la 10 mm şi de $\pm 0{,}04$ mm pentru filetele cu lungimea peste 10 mm. Limitele conicităţii sînt: $1:16\,^{0}_{-2}$ la filetul exterior şi $1:16\,^{+2}_{0}$ la filetul interior. Abaterile limită ale semiunghiului (30°) sînt: $\pm 1°$ pentru filetele Br 1/16″ ... Br 1/8″ şi $\pm 45'$ pentru filetele Br 1/4″ ... Br 2″.

10.13. MIJLOACE PENTRU MĂSURAREA ŞI CONTROLUL PIESELOR FILETATE

Măsurarea sau controlul pieselor filetate se poate face cu ajutorul calibrelor limitative, al unor mijloace specifice sau al unor mijloace universale.

Folosirea unui anumit mijloc de măsurare depinde de felul dimensiunii care se controlează, de precizia impusă la măsurare şi de productivitatea pe care controlul trebuie să o asigure.

Calibrele limitative se utilizează în producţia de serie şi de masă. În funcţie de felul pieselor pe care le verifică, se deosebesc: calibre-tampon pentru controlul piuliţelor şi calibre-inel sau potcoavă pentru verificarea şuruburilor. În funcţie de valoarea limită verificată, calibrele sînt de două feluri: partea „trece“ şi partea „nu trece“; calibrele partea „trece“ trebuie să se înşurubeze în piuliţa sau pe şurubul care se verifică, dar calibrele partea „nu trece“ nu trebuie să se înşurubeze decît pe maximum 1—2 spire.

La calibrele-inel sau potcoavă, diametrul mediu nominal al părţii „trece“ se ia egal cu diametrul mediu maxim al şurubului, iar diametrul mediu nominal al calibrului „nu trece“ se ia egal cu diametrul mediu minim al şurubului. La calibrele-tampon, diametrul mediu nominal al calibrului „trece“ este egal

cu diametrul mediu minim al piuliței, iar diametrul mediu nominal al calibrului „nu trece" este egal cu diametrul mediu maxim al piuliței.

Filetul verificat este considerat corespunzător numai în cazul cînd calibrul „trece" poate fi înșurubat neforțat cu mîna pe toată lungimea filetului, iar calibrul „nu trece" nu poate fi înșurubat cu mîna chiar dacă se forțează în oarecare măsură.

Cu ajutorul calibrelor partea „trece" se face o verificare complexă a filetului, respectiv a diametrului mediu și a abaterilor de formă.

La calibrul partea „trece" profilul este complet (fig. 10.31, *a*), iar la calibrul partea „nu trece" profilul este redus (fig. 10.31, *b*).

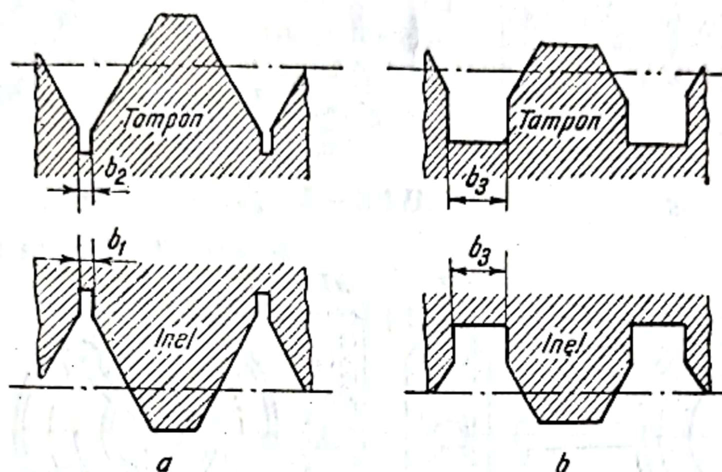


Fig. 10.31. Profilul calibrelor pentru filete.

În figura 10.32 sînt prezentate cîteva tipuri constructive de calibre pentru filete : *a* — calibre simple „trece" (*T*) și „nu trece" (*NT*) ; *b* — calibru bilateral *T* și *NT* ; *c* și *d* — calibre-inel *T* și *NT* ; *e* — calibre-inel *T* și *NT*, cu mînere, pentru filete cu diametrul peste 100 mm ; *f* — calibre-inel reglabile *T* și *NT* (reglarea are ca scop compensarea uzurii sau folosirea calibrului pentru filete cu diferite valori limită ale diametrului mediu) ; *g* — calibru potcoavă unilateral *T* și *NT*, ale cărui role filetate *2* pentru partea „trece" pot fi reglate în corpul (sau potcoava) *1*, la distanța necesară unul față de celălalt, cu ajutorul excentricului *4*, șurubului *5* și piuliței *6* (rolele parțial filetate 3 constituie partea „nu trece").

Verificarea simplă de identificare a filetelor exterioare și interioare se face cu ajutorul șabloanelor și al lerelor.

În figura 10.33 sînt prezentate cîteva tipuri de șabloane : cu crestături și diviziuni pentru verificarea poziției cuțitelor la prelucrarea filetelor și verificarea pasului (fig. 10.33, *a*), pentru verificarea filetelor triunghiular și pătrat (fig. 10.33, *b*), pentru verificarea filetului trapezoidal (fig. 10.33,*c*).

Lera, care constituie o garnitură de mai multe șabloane, servește la verificarea respectiv determinarea pasului filetului sau a numărului de pași pe inci (țol) prin suprapunerea lerei pe filet (fig. 10.34).

Diametrele mediu, interior și exterior ale filetelor exterioare de precizie relativ înaltă se pot măsura, în producția de serie, cu ajutorul *micrometrului special pentru filete* (fig. 10.35). Acesta — constituit din potcoava *1*, nicovala *2*, tija șurubului micrometric *3*, brațul *4* și tamburul *5* — este prevăzut cu adao-

Scanned with OKEN Scanner

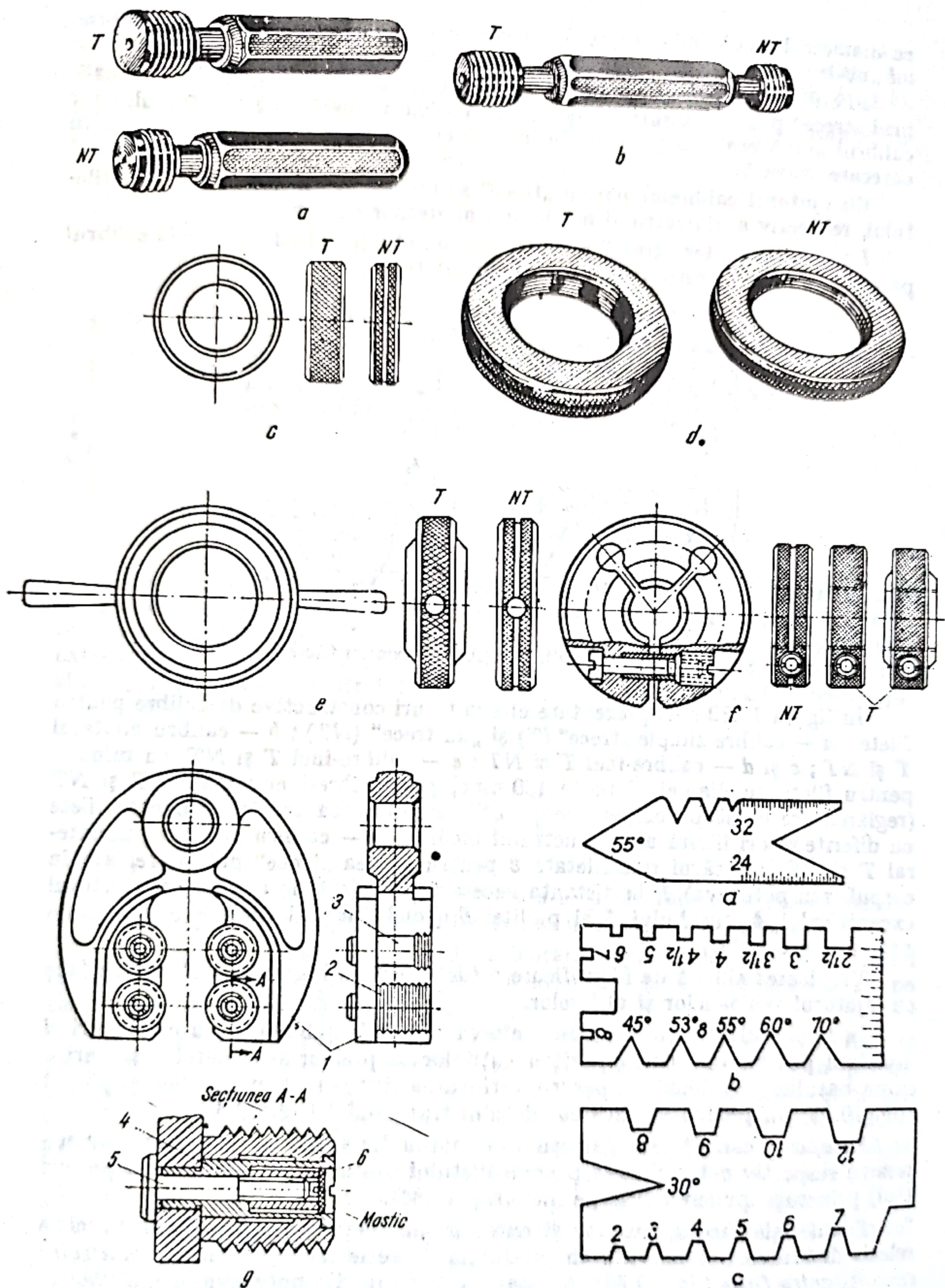


Fig. 10.22. Tipuri de calibre pentru filete.

Fig. 10.33. Șabloane pentru filete.

surile *6*, *7*, *8*, *9* şi *10*, care, după caz, se introduc în alezajele din nicovală şi din tija şurubului micrometric (fig. 10.35, *a*). Reglarea periodică a micrometrului se face cu ajutorul calei *11*. În figura 10.35, *b* sînt prezentate schemele de măsurare: *I* — a diametrului mediu; *II* — a diametrului interior; *III* — a diametrului exterior.

Diametrul mediu al filetelor exterioare se poate măsura, cu precizie înaltă, şi prin metoda celor trei sîrme, care constă în următoarele (fig. 10.36): în golurile filetului se aşază de o parte o sîrmă şi de cealaltă parte două sîrme calibrate cu diametrul d_s cunoscut; cu ajutorul unui aparat universal (micrometru, aparatul Abbé etc.) se măsoară aşa-numita *cotă peste sîrme L*. Diametrul d_2 se determină cu relaţia:

Fig. 10.34. Verificarea filetelor cu lera.

$$d_2 = L - 2AB. \qquad (10.16)$$

După cum se vede din figură,

$$AB = AO + OB,$$

dar

$$AO = \frac{d_s}{2} \text{ şi } OB = OD - BD;$$

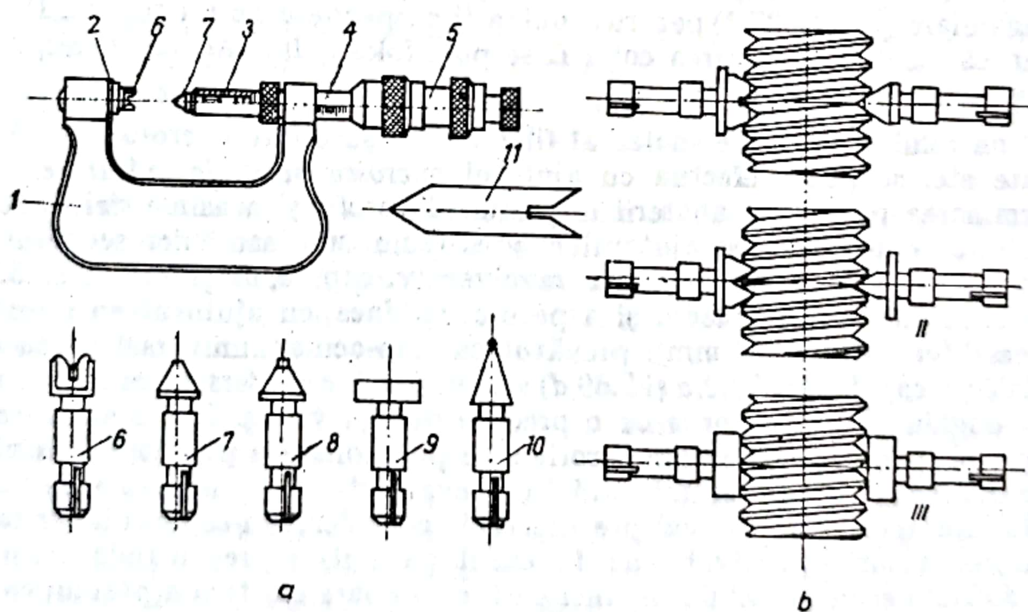


Fig. 10.35. Micrometru special pentru filete.

din triunghiul dreptunghic *OCD* se obţine:

$$OD = \frac{OC}{\sin\frac{\alpha}{2}} = \frac{d_s}{2\sin\frac{\alpha}{2}},$$

Scanned with OKEN Scanner

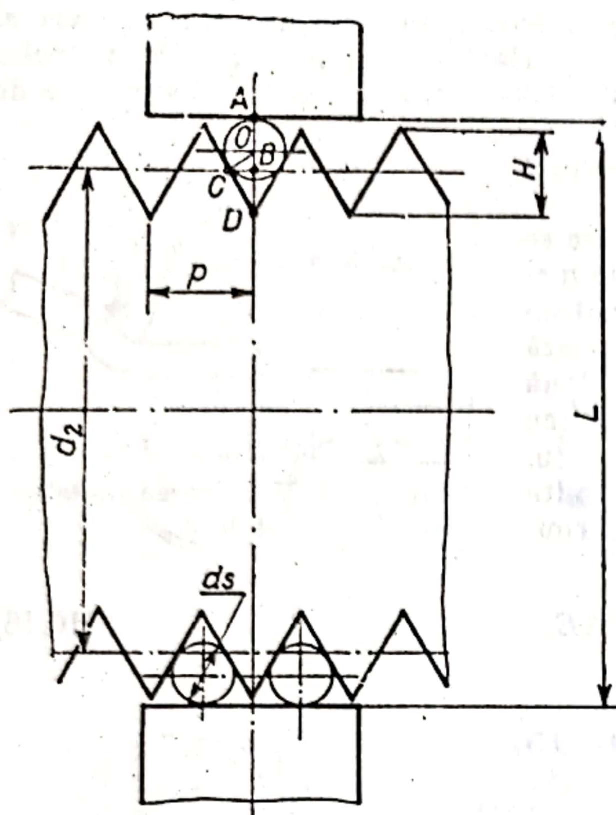


Fig. 10.36. Măsurarea cotei peste sîrme.

iar

$$BD=\frac{H}{2}=\frac{p}{2\,\text{tg}\,\frac{\alpha}{2}},$$

în care H este înălţimea teoretică a profilului ascuţit al filetului.

Dacă la filetul metric triunghiular $\frac{\alpha}{2}=30°$, $\sin 30°=\frac{1}{2}$ şi $\text{tg}\ 30°=\frac{\sqrt{3}}{3}$, făcînd înlocuirile corespunzătoare rezultă:

$$d_2=L+H-d_s\left(1+\frac{1}{\sin\frac{\alpha}{2}}\right)=L+$$

$$+\frac{p}{2\,\text{tg}\,\frac{\alpha}{2}}-3d_s=L+0{,}86p-3d_s.$$

(10.17)

Sîrmele calibrate se livrează în seturi de cîte trei bucăţi fie prinse pe două plăcuţe cu alezaj (fig. 10.37, *a*) pentru a putea fi montate pe nicovala şi tija micrometrului, fie prinse cu aţă de două plăcuţe mici triunghiulare (fig. 10.37, *b*) pentru a putea fi suspendate pe un suport. De menţionat că pentru măsurarea cotei L se pot folosi, în caz de necesitate, şi numai două sîrme calibrate.

Controlul de precizie înaltă al filetelor de şuruburi micrometrice, calibre filetate etc. se poate efectua cu ajutorul *microscoapelor de măsurare*. Astfel, determinarea pasului, a abaterii unghiului de profil şi a asimetriei flancurilor filetului se poate face cu ajutorul microscopului mic sau microscopului mare de atelier, prevăzut cu cap-ocular revolver (v. cap. 5, fig. 5.70, *a* şi 5.70, *b*). Măsurarea diametrului mediu şi a pasului se face cu ajutorul microscopului universal (val. div. 0,001 mm), prevăzut cu cap-ocular universal şi cu cuţite speciale (v. cap. 5, fig. 5.69, *a* şi 5.69, *d*). Capul-ocular universal permite şi măsurarea unghiului flancurilor α cu o precizie de 1′ (v. fig. 5.69, *b* şi 5.69, *c*). De reţinut că, pentru compensarea erorilor de poziţionare a piesei şi a erorilor de citire, diametrul mediu se măsoară în cîteva secţiuni transversale pe flancuri cu diferite înclinaţii, ca valoare efectivă considerîndu-se media aritmetică a tuturor valorilor individuale; în cazul pasului, se recomandă măsurarea unei distanţe egale cu cel puţin cinci paşi, ca valoare efectivă a pasului considerîndu-se rezultatul împărţirii distanţei măsurate la numărul de paşi pe care îl cuprinde.

Pentru controlul şi sortarea filetelor exterioare poate fi utilizat *aparatul cu comparator*, prezentat în figura 10.38. Acesta este constituit din corpul *1*, reazemul reglabil de ghidare *2*, pieptenele fix *3*, pieptenele mobil *4*, bucşa-piuliţă *5* pentru fixarea comparatorului *6*, butonul *7* pentru ridicarea pieptenului *4* şi arcul *8*. Aparatul se reglează la zero cu ajutorul unei piese etalon.

Scanned with OKEN Scanner

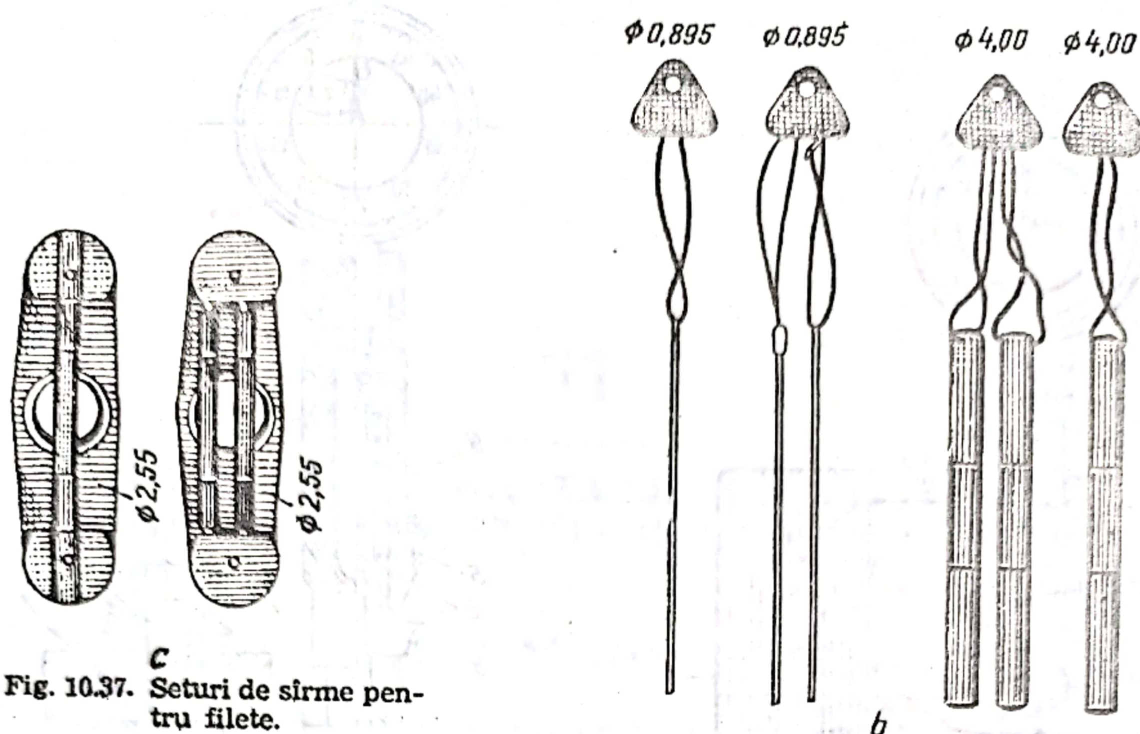


Fig. 10.37. Seturi de sîrme pentru filete.

În figura 10.39 este prezentat *aparatul-comparator pentru controlul diametrului mediu al filetelor interioare*. În corpul *1* este fixat, cu ajutorul piuliței *8*, tamponul filetat *4*. După înșurubarea tamponului *4* în piesa de controlat, măsurarea abaterii diametrului mediu se face cu adaosurile-plunjere *7*, acționate radial prin tija conică *6*. Poziția axială a tijei *6* determină o anumită indicație pe scara gradată a comparatorului *3*, fixat în corpul *1* cu ajutorul piuliței *2*. Tija conică *6* este susținută în poziția inactivă de butonul *5* cu pîrghie.

În figura 10.40 este prezentată schema de măsurare a pasului șuruburilor conducătoare lungi, cu ajutorul unui *dispozitiv portabil cu comparator*. Acesta este constituit din bara *1*, pe care se pot deplasa și fixa în poziția necesară prismele de reazem *2* și suportul palpatorului sferic *3*. După reglarea la zero cu ajutorul calibrelor sau al calelor plan-paralele și după așezarea dispozitivului pe piesa filetată astfel ca palpatorul *3* să intre în golul dintre două spire, abaterile pasului pe o anumită lungime a filetului sînt transmise, prin intermediul palpatorului *4*, la comparatorul *5*.

În figura 10.41 este prezentat un alt tip de dispozitiv cu comparator pentru controlul diametrului mediu al filetelor interioare. Pe placa de bază *1* sînt (montate) tamponul filetat semicilindric *3* și șurubul de contact *8*, iar pe sania *2* sînt fixate tamponul semicilindric mobil *4* și suportul *6* cu comparatorul *7*. Stabilirea poziției tamponului fix *3* și limitarea cursei tamponului mobil *4* se realizează cu ajutorul opritoarelor *5*. Pentru măsurare, sania *2* cu tamponul *4* și comparatorul *7* este deplasată spre stînga cu ajutorul mecanismului *9* cu excentric, pînă cînd piesa filetată de controlat se înșurubează pe tampoanele semicilindrice *3* și *4*. Abaterile la diametrul mediu se transmit, prin șurubul de contact *8*, la comparatorul *7*. Reglarea la zero se face cu ajutorul unei piese etalon.

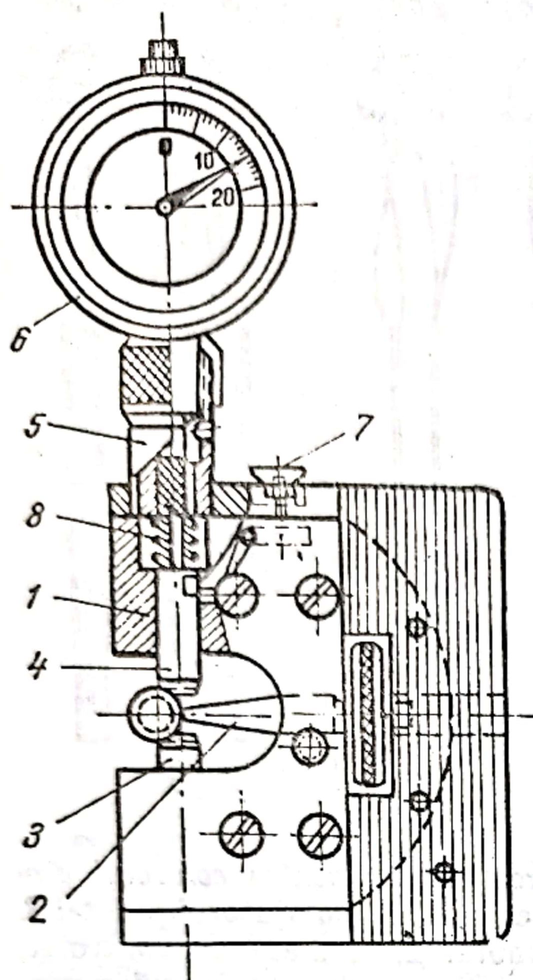


Fig. 10.38. Aparat cu comparator pentru controlul şi sortarea filetelor exterioare.

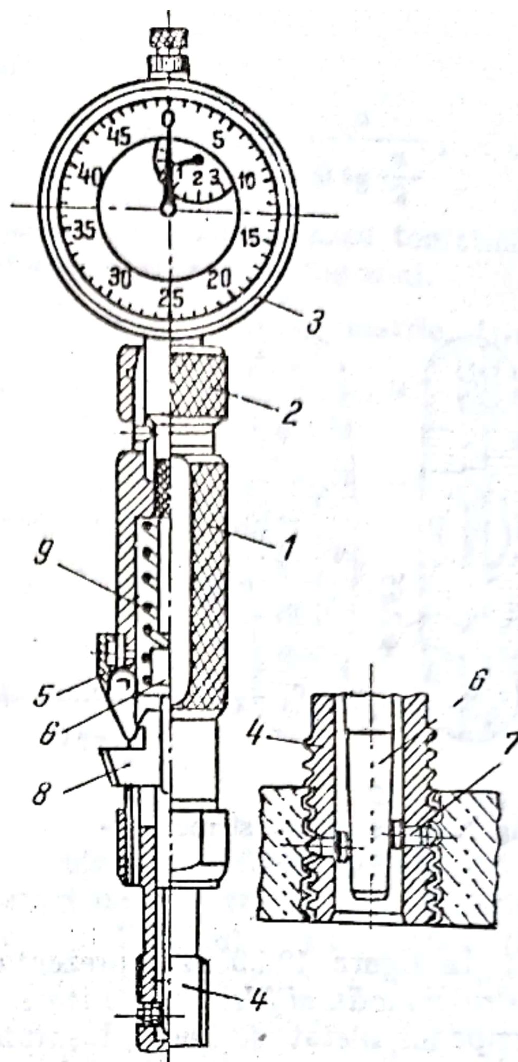


Fig. 10.39. Aparat-comparator pentru măsurarea diametrului mediu la filetele exterioare.

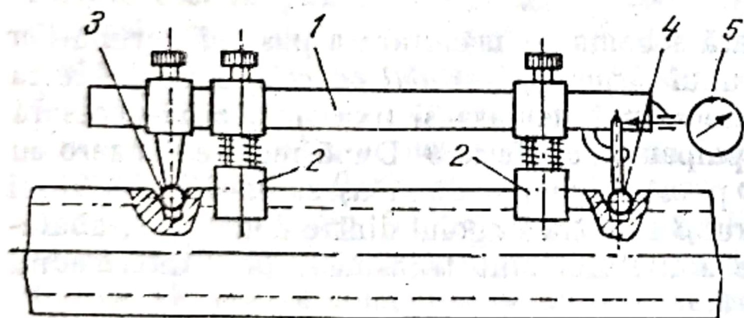


Fig. 10.40. Dispozitiv portabil cu comparator pentru măsurarea pasului.

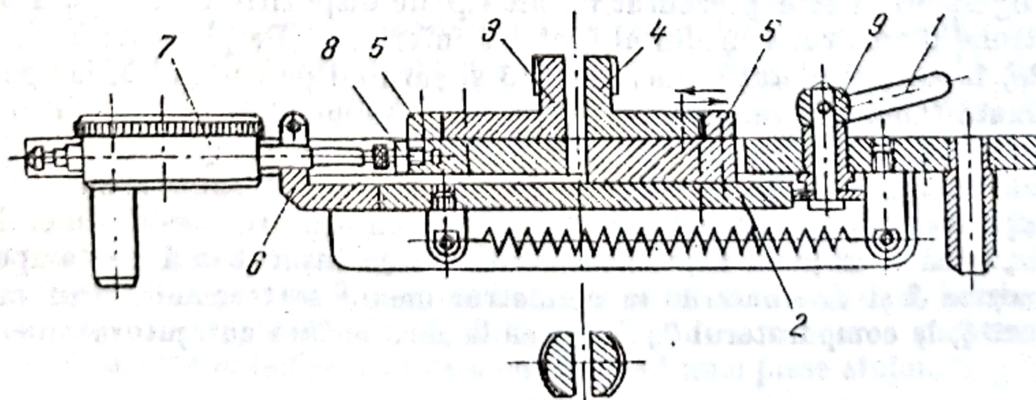


Fig. 10.41. Dispozitiv cu comparator pentru măsurarea diametrului la filetele interioare.

Scanned with OKEN Scanner

11

TOLERANȚELE, AJUSTAJELE ȘI CONTROLUL ROȚILOR ȘI ANGRENAJELOR CU ROȚI DINȚATE

11.1. CLASIFICAREA ANGRENAJELOR CU ROȚI DINȚATE

Angrenajele cu roți dințate ocupă unul din cele mai importante locuri în construcția de mașini, unde sînt utilizate la transmiterea mișcărilor și forțelor și la transformarea unor mișcări. De precizia execuției lor depinde, în foarte mare măsură, precizia de lucru a aparatelor și utilajelor din care fac parte.

Un angrenaj cu roți dințate este un ansamblu alcătuit din două roți dințate sau dintr-o roată dințată și o cremalieră, precum și dintr-o serie de alte piese (arbori, lagăre, carcasă etc.), cu ajutorul cărora roțile dințate capătă poziția necesară transmiterii mișcării și forței.

● Din punct de vedere constructiv, se deosebesc:

— angrenaje cu roți dințate cilindrice;
— angrenaje cu roți dințate conice;
— angrenaje cu cremalieră (cremaliera este considerată o roată cu raza ∞).

La *angrenajele cu roți dințate cilindrice*, axele roților pereche pot fi paralele (roțile avînd dinți drepți, dinți înclinați, dinți în V ori dinți curbi) sau neparalele (angrenaje elicoidale și angrenaje melcate).

La *angrenajele cu roți conice*, roțile pot avea axe concurente (roți conice obișnuite cu dinți drepți, înclinați ori curbi) sau neconcurente (roți hipoide cu dinți înclinați ori curbi).

La *angrenajele cu cremalieră*, roata și cremaliera pot avea dinți drepți sau înclinați.

● Din punct de vedere funcțional, angrenajele se clasifică în: angrenaje de viteză, angrenaje de forță și angrenaje de divizare.

Angrenajele de viteză lucrează la viteze periferice mari și foarte mari (pînă la 100 m/s și chiar mai mult). Aceste angrenaje, care, în general, se execută cu module mici și o lungime mare a dinților (lățime mare a roților), trebuie să aibă o funcționare lină (ceea ce se obține printr-o variație minimă a raportului de transmitere) și un contact foarte bun al dinților conjugați pe flancurile active.

Angrenajele de forță, care se execută cu module și lungimi mari ale dinților, au rolul de a transmite puteri (forțe) mari la viteze periferice relativ mici.

Scanned with OKEN Scanner

Acest lucru impune asigurarea unui contact cît mai mare pe lungimea și pe înălțimea dinților și o rezistență mare la sarcini dinamice.

Angrenajele de divizare se folosesc în mecanismele de divizare ale unor aparate, dispozitive și instalații de măsurare sau de prelucrare, în care unghiurile de rotație trebuie să rezulte cu precizie înaltă sau foarte înaltă. Roțile acestor angrenaje au, în general, module mici și dinți cu lungime mică.

11.2. TOLERANȚELE ROȚILOR ȘI ANGRENAJELOR CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE

Terminologia și simbolurile referitoare la erorile și abaterile elementelor roților dințate cilindrice și angrenajelor cilindrice, precum și valorile limită ale acestor erori și abateri sînt date în STAS 6273-60. Standardul respectiv se aplică la angrenajele cilindrice paralele cu roți dințate metalice, avînd profilul dinților în evolventă, cremaliera de referință conform STAS 821-75, dinții prelucrați mecanic, dantura exterioară sau interioară, dinți drepți, înclinați sau în V, diametrul de divizare pînă la 500 mm și modulul peste 1 pînă la 50 mm.

Elementele dimensionale principale care definesc roata dințată și angrenajul cilindric sînt prezentate în tabelul 11.1 și parțial, în figura 11.1.

În tabelul 11.2 sînt dați termenii, simbolurile și noțiunile pentru erorile, abaterile și toleranțele elementelor roților dințate cilindrice și angrenajelor cu roți dințate cilindrice. Erorile și abaterile indicate și analizate în tabelul 11.2 se mai numesc *indici de precizie*.

În ceea ce privește valorile abaterilor limită și toleranțelor pentru acești indici de precizie, s-au stabilit 12 clase de precizie, notate, în ordinea descrescîndă a preciziei, astfel: 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11 și 12. De menționat că

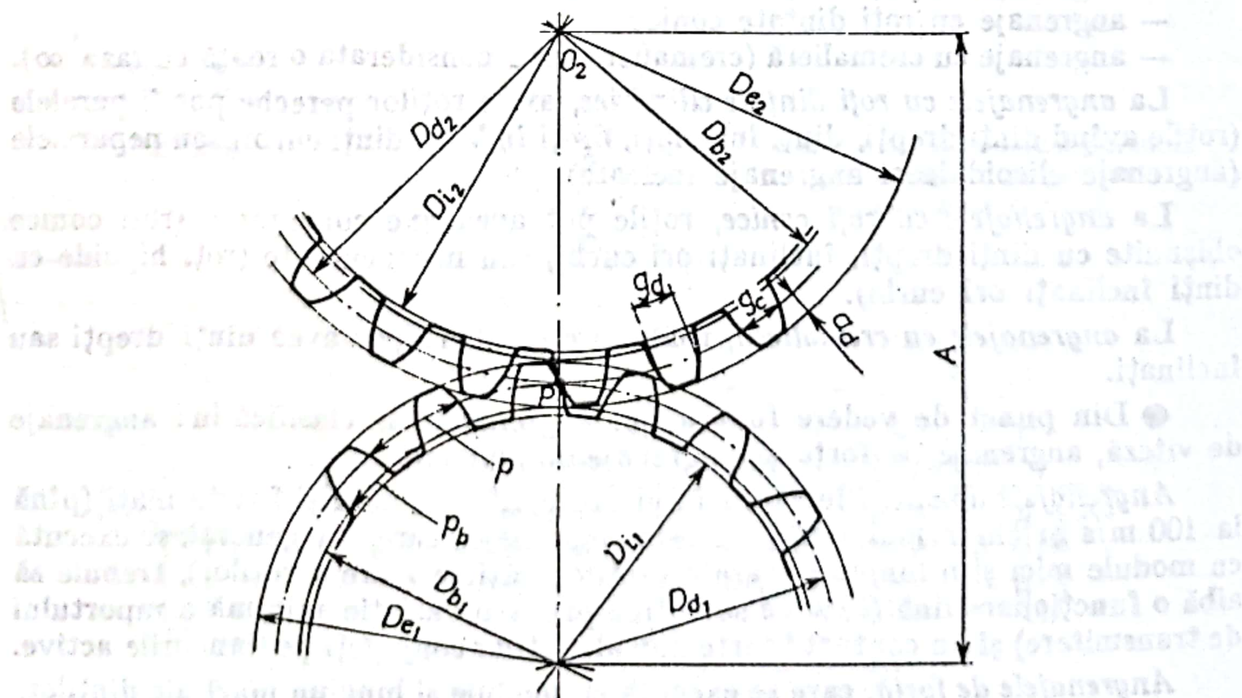


Fig. 11.1. Angrenaj cu roți dințate cilindrice.

Tabelul 11.1

Elementele dimensionale principale ale roţilor dinţate cilindrice şi angrenajelor cilindrice cu dantură exterioară dreaptă corijată

Elementul dimensional	Simbol	Relaţie
Modulul	m	$m=\frac{p}{\pi}$
Diametrul de divizare	D_d	$D_d=m\cdot z$
Numărul de dinţi	z	
Diametrul cercului format de vîrfurile dinţilor	D_e	$D_e=D_d+2m+2\xi m-2\psi m=$ $=m(z+2+2\xi-2\psi)$
Diametrul de bază	D_b	$D_b=D_d\cos\alpha_0=mz\cos\alpha_0$
Diametrul cercului format de fundurile dinţilor	D_i	
Înălţimea capului dintelui	a_d	$a_d=0{,}5\,(D_e-D_d)$
Coeficientul înălţimii capului dintelui	f_0	$f_0=\frac{a_d}{m}$
Involută de alfa	inv α_0	$\text{inv}\,\alpha_0=\text{tg}\,\alpha_0-\alpha_0$ [rad]
Distanţa dintre axe	A	$A=\frac{m(z_1+z_2)\cos\alpha_0}{2\cos\alpha}=$ $=\frac{m(z_1+z_2)}{2}+\lambda m$
Pasul de rostogolire	p	$p=\pi\cdot m$
Pasul de bază (pe cercul de bază)	p_b	$p_b=p\cos\alpha_0=\pi m\cos\alpha_0$
Deplasarea specifică însumată	ξ_t	$\xi_t=\xi_1+\xi_2$
Deplasarea profilului	x	$x=\xi\cdot m$
Scurtarea specifică a înălţimii dintelui	ψ	$\psi=\xi_t-\lambda$
Modificarea specifică a distanţei dintre axe	λ	$\lambda=\frac{\Delta A}{m}$; $\lambda=\xi_t-\psi$
Grosimea nominală a dintelui pe cercul de divizare	g_d	$g_d=m\left(\frac{\pi}{2}+2\xi\,\text{tg}\,\alpha_0\right)$
Lungimea (cota) peste n dinţi	Ln	$Ln=m\cos\alpha_0[\pi(n-1)+\frac{\pi}{2}+$ $+z\,\text{inv}\alpha_0+2\xi\,\text{tg}\,\alpha_0]$
Numărul de dinţi peste care se măsoară Ln	n	$n=\frac{\alpha_0}{\pi}z+0{,}5-\frac{2\xi}{\pi}\text{tg}\,\alpha_0$
Coarda constantă	g_c	$g_c=(0{,}5\pi\cos^2\alpha_0+\xi\sin\alpha_0)\,m$
Înălţimea la coarda constantă	k_c	$k_c=(a_d-\frac{\pi}{8}\sin 2\alpha_0+\xi\sin^2\alpha_0)\,m$

Scanned with OKEN Scanner

Termeni, simboluri, noțiuni și definiții pentru erorile, abaterile și toleranțele elementelor roților dințate cilindrice și angrenajelor cilindrice

Tabelul 11.2

Poz.	Termen și schemă	Simbol	Definiție
1	Eroarea cinematică 	*Ecn*	Eroarea maximă a unghiului de rotire a roții dințate în limitele unei rotații complete a acesteia prin angrenarea cu o roată etalon. Pe cercul care trece prin mijlocul înălțimii dinților se măsoară unghiurile de rotire la fiecare dinte. Diferențele unghiurilor de rotire se transpun într-o diagramă (v. shema). Valoarea maximă a erorii cinematice este dată de diferența algebrică dintre ordonata maximă și ordonata minimă. Eroarea cinematică unghiulară poate fi transformată în eroare cinematică liniară cu ajutorul relației : $$Ecn = R\frac{\varphi}{206{,}3}\ [\mu m],$$ în care : R este raza cercului pe care s-a făcut măsurarea, în mm ; φ — eroarea cinematică unghiulară, în s
	Toleranța erorii cinematice	*Tcn*	
2	Eroarea cumulată de pas 	*Ecp*	Eroarea de pas, determinată de diferența dintre doi pași succesivi, se datorește excentricității cinematice a danturii și are influență asupra angrenării liniștite a roților. În mod obișnuit, se măsoară abaterile relative de pas pe toată circumferința, pornindu-se de la un anumit pas (și nu de la pasul nominal) și se determină abaterile absolute (pozitive, zero sau negative), făcându-se diferența dintre abaterile relative inițiale și abaterea medie. Eroarea cumulată de pas va fi suma valorilor absolute ale celei mai mari abateri absolute în plus și celei mai mari abateri absolute în minus.
	Toleranța erorii cumulate de pas	*Tcp*	

Scanned with OKEN Scanner

Poz.	Termen şi schemă	Simbol	Definiţie
3	**Bătaia radială** **Toleranţa bătăii radiale**	*br* *Tbr*	**Diferenţa maximă dintre distanţele coardelor constante ale dinţilor (sau ale golurilor dintre dinţi) la axa de rotaţie a roţii.** **Se datoreşte excentricităţii danturii şi ca valoare maximă este egală cu de două ori excentricitatea.** **Măreşte uzura dinţilor şi micşorează rezistenţa la oboseală a acestora.**
4	**Variaţia lungimii (cotei) peste dinţi** $VLn = Ln_{max} - Ln_{min}$ **Toleranţa variaţiei lungimii (cotei) peste dinţi**	*VLn* *TVLn*	**Diferenţa dintre valoarea maximă şi valoarea minimă a lungimii (cotei) peste dinţi la aceeaşi roată.** **Lungimea (cota) peste dinţi este egală cu lungimea arcului pe cercul de bază limitat de aceleaşi suprafeţe ale dinţilor.**
5	**Eroarea de rostogolire** **Toleranţa erorii de rostogolire**	*Erg* *Trg*	**Partea componentă a erorii cinematice care rezultă din aceasta scăzînd:** **— bătaia radială şi abaterea pasului de bază, la roţile cu dinţi drepţi;** **— bătaia radială, la roţile cu dinţi înclinaţi**

Scanned with OKEN Scanner

Poz.	Termen și schemă	Simbol	Definiție
6	Distanța nominală de măsurat dintre axe Abaterile limită ale distanței de măsurat dintre axe: — superioară — inferioară Variația distanței de măsurat dintre axe: — la o rotație completă a roții — la rotirea roții cu un dinte Toleranța variației distanței de măsurat dintre axe: — la o rotire completă a roții — la rotirea roții cu un dinte 	Am AAm_s AAm_i VAm VAm_i $TVAm$ $TVAm_i$	Distanța dintre axele de rotație ale celor două roți dințate la angrenarea fără joc a roții de măsurare (etalon) cu roata ce se verifică, care are o deplasare suplimentară minimă x_{smin} a profilului de referință. Diferența dintre valorile maximă și minimă a distanței de măsurat dintre axele roții de măsura (etalon) și roții care se verifică, la angrenarea fără joc și la o rotire completă respectiv la rotirea cu un dinte a roții care se verifică.
7	Eroarea ciclică $Ecl = \frac{Ecnp_1 + Ecnp_2 + Ecnp_3 + \ldots + Ecnp_n}{n}$ Toleranța erorii ciclice	Ecl $TEcl$	Componentă a erorii cinematice a roții dințate, care se repetă de mai multe ori în limitele unei rotații. Se determină ca valoarea medie a amplitudinilor oscilațiilor Ecnp a erorii cinematice la o rotație completă.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 11.2 (continuare)

Poz.	Termen și schemă	Simbol	Definiție
8	Variația pasului Toleranța variației pasului	Vp TVp	Diferența dintre doi pași oarecari, măsurați între două flancuri omoloage succesive, pe cercul care trece prin mijlocul înălțimii dintelui, cerc concentric cu axa de rotație a roții dințate, în secțiunea frontală perpendiculară pe axă.
9	Abaterea pasului de bază Abateri limită ale pasului de bază — superioară — inferioară	Apb Ap_{bs} Ap_{bi}	Diferența dintre distanțele efectivă și nominală dintre două drepte paralele, tangente la două flancuri omoloage succesive. Pasul de bază efectiv se măsoară pe normala comună a flancurilor omoloage succesive.
10	Eroarea formei profilului Toleranța erorii profilului	Efp Tfp	Distanța măsurată pe normala dintre două profile teoretice în evolventă a dintelui roții, care conturează profilul efectiv în limitele profilului utilizabil. Profilul efectiv al flancului dintelui trebuie să se găsească în intervalul determinat de două profiluri teoretice limită în evolventă, avînd același cerc de bază.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 11.2 (continuare)

Poz.	Termen şi schemă	Simbol	Definiţie
11	Pata (suprafaţa) de contact 	Pc	Suprafaţa efectivă de contact a flancului dintelui pe care se află urmele de contact cu flancurile dinţilor roţii pereche, la angrenarea în condiţiile de funcţionare şi la rotirea cu frînare uşoară. Dimensiunile petei de contact se stabilesc, în procente: — pe înălţimea dintelui, prin raportul dintre înălţimea mijlocie a petei h_{med} pe toată lungimea dintelui şi înălţimea flancului utilizabil al dintelui: $\frac{h_{med}}{h_a}\cdot 100\,\%$; — pe lungimea dintelui, prin raportul distanţei punctelor extreme ale petei l_1 (scăzînd întreruperile l_2 care depăşesc valoarea unui modul) şi lungimea l: $\frac{l_1-l_2}{l}\cdot 100\,\%$
12	Abaterea paşilor axiali Abateri limită ale paşilor axiali: — superioară — inferioară	Ap_a Ap_{as} Ap_{ai}	Diferenţa dintre distanţa efectivă şi nominală dintre două suprafeţe omoloage ale dinţilor pe aceeaşi generatoare a cilindrului care trece pe la jumătatea înălţimii dinţilor. Abaterea, pentru care se prescriu valori limită, se măsoară pe normala la elicea efectivă a flancului. Se referă la roţile late cu dinţi înclinaţi sau în V.

Scanned with OKEN Scanner

Poz.	Termen şi schemă	Simbol	Definiţie
13	Eroarea direcţiei dintelui Toleranţa erorii direcţiei dintelui	*Ed* *Td*	Arcul de cerc dintre două drepte (sau elice) ale direcţiei efective şi nominale ale dintelui, care se găsesc pe cilindrul ce trece pe la jumătatea înălţimii dintelui şi care delimitează direcţia efectivă a dintelui pe întreaga lungime. Se referă la roţile cu dinţi drepţi şi la roţile înguste cu dinţi înclinaţi sau în V.
14	Erorile de la paralelismul axelor Toleranţa erorilor de la paralelismul axelor	*Ex* *Ey* *Tx* *Ty*	Neparalelismul proiecţiilor axelor de rotaţie ale roţilor pe planul lor teoretic comun. Neparalelismul proiecţiilor axelor de rotaţie ale roţilor pe un plan perpendicular pe planul teoretic. Se măsoară în unităţi liniare pe lăţimea danturii la roţi cu dinţi drepţi sau înclinaţi şi la jumătatea danturii la roţi cu dinţi în V. Se referă la angrenaje la care poziţia axelor nu este reglabilă.
15	Eroarea direcţiei liniei de contact Toleranţa erorii direcţiei liniei de contact	*Elc* *Tlc*	Distanţa măsurată pe normala dintre două drepte paralele cu linia de contact nominală, situate într-un plan tangent la cilindrul de bază şi care delimitează linia de contact efectivă. Se referă la roţi late cu dinţi înclinaţi.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 11.2 (continuare)

Poz.	Termen şi schemă	Simbol	Definiţie
16	Eroarea rectilinităţii liniei de contact Toleranţa erorii rectilinităţii liniei de contact	Erlc Trlc	Distanţa dintre două drepte paralele, situate într-un plan tangent la cilindrul de bază, care delimitează linia de contact efectivă. Se referă la roţi late cu dinţi înclinaţi.
17	Jocul dintre flancuri Jocul minim dintre flancuri	j j_{min}	Jocul dintre flancurile neactive ale dinţilor roţilor conjugate, care asigură o rotire liberă a uneia dintre roţile dinţate cînd cealaltă este fixă. Se stabileşte şi se măsoară în secţiune perpendiculară pe direcţia dinţilor într-un plan tangent la cilindrii de bază.

Scanned with OKEN Scanner

Poz.	Termen şi schemă	Simbol	Definiţie
18	Abaterea distanţei dintre axe	*AA*	Diferenţa dintre distanţele dintre axe efectivă şi nominală, în planul median al angrenajului.
	Abaterile limită ale distanţei dintre axe: — superioară — inferioară	 *AAs* *AAi*	
19	Poziţia nominală a profilului de referinţă		Poziţia convenţională a profilului de referinţă faţă de axa roţii, angrenarea făcîndu-se fără joc cu roata conjugată avînd poziţia nominală a profilului de referinţă şi la distanţa nominală dintre axe.
	Deplasarea suplimentară a profilului (pentru asigurarea jocului)	x_s	Deplasarea negativă a profilului de referinţă din poziţia nominală. Prin aceasta se micşorează grosimea dintelui şi se realizează jocul dintre flancuri.
	Deplasarea suplimentară minimă a profilului	x_{smin}	Deplasarea minimă prescrisă pentru a asigura în angrenaj jocul dintre flancuri minim necesar
	Toleranţa deplasării suplimentare a profilului	Tx_s	

nu au fost standardizate abaterile limită și toleranțele pentru clasele de precizie 1, 2 și 12. Clasele de precizie de la 3 (inclusiv) la 9 au și următoarele denumiri: 3 — extrem de precisă, 4 — foarte precisă, 6 — foarte exactă, 7 — exactă, 8 — de precizie medie, 9 — de precizie redusă.

Pentru fiecare clasă de precizie, calitatea execuției roților dințate și comportarea lor în funcționare sînt determinate de următoarele criterii de precizie:

— criteriul de precizie cinematică a roții dințate;
— criteriul de funcționare lină a roților în angrenaj;
— criteriul de contact dintre dinți.

Fiecare criteriu de precizie este caracterizat de anumiți indici de precizie.

Criteriul de precizie cinematică stabilește, pentru roata care se verifică, eroarea maximă totală a unghiului de rotire în limita unei rotații complete a roții, precum și elementele danturii ale căror erori determină această eroare totală. Acest criteriu cuprinde primii șase indici de precizie din tabelul 11.2.

Criteriul de funcționare lină a roților dințate în angrenaj stabilește valorile componentelor erorii totale a unghiului de rotire, care se repetă de mai multe ori în timpul unei rotații, precum și elementele danturii ale căror erori determină aceste componente ciclice.

Criteriul de contact al dinților stabilește precizia de execuție a flancurilor dinților prin raportul minim, în procente, dintre dimensiunile petei de contact și dimensiunile suprafeței utilizate a flancurilor, precum și elementele danturii și angrenajului ale căror erori determină forma și mărimea petei de contact.

De regulă, pentru determinarea preciziei și verificarea roților și angrenajelor cilindrice nu se iau în considerație toți indicii de precizie, ci numai o parte.

Astfel, pentru criteriul de precizie cinematică (tab. 1 și 2 din STAS 6273-60) se alege unul dintre indicii de precizie de bază Ecn sau Ecp, sau unul dintre complexele de indici de precizie: br și VLn; br și Erg; VAm și VLn; VAm și Erg; br (numai pentru clasele de precizie 7, 8 și 9 la diametre de divizare peste 2 000 mm și pentru clasele de precizie 10 și 11 la orice diametru de divizare).

Pentru criteriul de funcționare lină în angrenaj se alege unul din indicii de precizie de bază (tab. 3 și 4 din STAS 6273-60): Ecl sau Vp pentru roți dințate late cu dinți înclinați ori în V și Ecl pentru roți cu dinți drepți ori roți înguste cu dinți înclinați; indiferent de felul roții, se poate alege unul din complexele de indici de precizie: Ap_b și Efp; VAm_1; Ap_b și Vp; Vp (numai pentru clasele de precizie 10 și 11).

Pentru criteriul de contact al dinților (tab. 5 din STAS 6273-60) se alege indicele de precizie de bază Pc (pata de contact) sau unul din complexele de indici de precizie:

— pentru roți late cu dinți înclinați sau în V: Ap_a și Ecl; Ap_a, Erlc și Ap_b;
— pentru roți cu dinți drepți și roți înguste cu dinți înclinați: Ed;
— pentru roți cu poziție nereglabilă a axelor: Ex și Ey

Se admite ca, în funcție de condițiile de lucru, toleranțele indicilor de precizie, în afară de Tbr, TVAm, TVLn, $TVAm_1$, Tx, și Ty să se aleagă din clase de precizie diferite pentru flancul drept și pentru flancul stîng al dinților.

Independent de clasa de precizie a roților și angrenajelor cu roți cilindrice, se stabilește felul jocului dintre flancurile neactive, precum și elementele danturii și angrenajului care determină acest joc. Jocul de bază dintre flancuri se consideră jocul normal minim, care asigură compensarea micșorării jocului dintre flancuri, datorită încălzirii angrenajului la o diferență de temperatură de

25 °C dintre carcasa reductorului și angrenaj, coeficienții de dilatare ai acestora fiind egali. Acest joc este notat cu simbolul JC (ajustaj liber). Se admite, în funcție de condițiile de exploatare, alegerea altui joc dintre flancuri în locul jocului de bază JC. În acest caz, se recomandă folosirea unuia dintre următoarele jocuri:

— joc minim nul (ajustaj alunecător) JE;
— joc minim micșorat (ajustaj semiliber) JD;
— joc minim mărit (ajustaj larg) JA;

Schema poziției jocului minim dintre flancuri și a cîmpului de toleranță respectiv, pentru toate cele patru cazuri, este prezentată în figura 11.2.

Indicii de precizie care asigură jocul minim dintre flancuri sînt (tab. 6 ... 8 din STAS 6273-60): x_s sau AAm — pentru roți dințate; AA — pentru angrenaj.

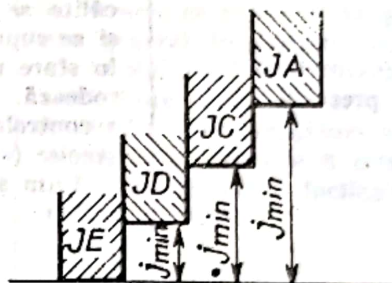


Fig. 11.2. Jocul minim dintre flancurile neactive ale dinților roților dințate.

Precizia de execuție a roților dințate cilindrice și a angrenajelor cilindrice este determinată de clasa de precizie și de felul jocului dintre flancuri. Un angrenaj cilindric, de exemplu, de clasa de precizie 7 și cu jocul minim dintre flancuri JC se notează astfel:

7-JC STAS 6273-60

În funcție de condițiile de lucru stabilite pentru angrenaj, se admite alegerea de clase de precizie diferite pentru cele trei criterii de precizie expuse mai înainte. În acest caz, notarea preciziei roții dințate și a angrenajului se face prin scrierea succesivă a claselor de precizie pentru criteriile de precizie (în ordinea în care au fost tratate aici) și a simbolului jocului dintre flancuri, de exemplu,

7—6—6—JD STAS 6273-60.

Tehnologia de prelucrare a roților dințate este funcție de precizia impusă și de condițiile de funcționare. În tabelul 11.3 sînt date principalele procedee de prelucrare și domeniile de utilizare a roților dințate în clasele de precizie de la 3 la 9.

11.3. TOLERANȚELE ROȚILOR DINȚATE CONICE ȘI ANGRENAJELOR CU ROȚI CONICE

Terminologia și simbolurile referitoare la erorile și abaterile elementelor roților dințate conice și angrenajelor conice, precum și valorile limită ale acestor erori și abateri sînt date în STAS 6460-61. Acest standard se aplică la roți conice și angrenaje conice concurente cu roți dințate metalice, cu dinți drepți, înclinați sau curbi, cu diametrul de divizare pînă la 2 000 mm și modulul peste 1 pînă la 30 mm.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 11.3

Procedee de prelucrare şi domenii de utilizare pentru roţi dinţate cilindrice cu dinţi drepţi, înclinaţi şi în V, cu precizie de clasele 3 ... 9

Clasa de precizie a roţilor	Procedee de prelucrare	Domenii de utilizare
0	1	2
3 (extrem de precise)	Dantura se generează pe maşini-unelte foarte precise cu o eroare ciclică extrem de mică. După frezarea cu freze-melc de mare precizie, roţile călite se rectifică deosebit de îngrijit şi se suprafinisează. Roţile care rămîn în stare necălită se şeveruiesc şi se rodează. Se controlează cu aparate deosebit de precise (cu valoarea diviziunii pînă la 1 µm şi cu eroare de indicaţie minimă).	Se utilizează în angrenaje cu o uniformitate a rotirii deosebit de precisă, cu mers lin şi lipsă aproape totală a zgomotului în mecanisme foarte precise şi în transmisii foarte rapide (de ex. la turbine), precum şi ca roţi de măsurare (etalon) pentru controlul roţilor de clasa 5 şi 6. Roţile cu dinţi drepţi pot lucra la viteze de peste 40 m/s, iar cele cu dinţi înclinaţi la viteze de peste 60 m/s.
4 (foarte precise)	Dantura se generează pe maşini-unelte foarte precise, cu eroare ciclică foarte mică. După prelucrarea cu freze-melc de înaltă precizie, roţile călite se rectifică foarte îngrijit şi se suprafinisează, iar roţile mari necălite se şeveruiesc sau se rodează. Se controlează cu aparate foarte precise (cu eroare de indicaţie foarte mică).	Sînt destinate pentru angrenaje cu o coincidenţă foarte precisă a rotirii cu mers lin şi foarte liniştit (în mecanisme foarte precise sau de viteză mare). Se mai utilizează ca roţi de măsurare (etalon) pentru controlul roţilor de clasa 7. Roţile cu dinţi drepţi pot lucra la viteze pînă la 50 m/s, iar cele cu dinţi înclinaţi pînă la 80 m/s.
5 (precise)	Dantura se generează pe maşini-unelte şi cu freze-melc de precizie mare. Roţile călite se rectifică îngrijit şi eventual se netezesc, iar roţile mari necălite se şeveruiesc sau se rodează. Se controlează cu aparate de precizie ridicată.	Se folosesc în angrenaje cu uniformitate mare a rotirii, mers lin şi liniştit, precum şi ca roţi de măsurare pentru controlul roţilor de clasa 8. Roţile cu dinţi drepţi pot lucra cu viteze pînă la 30m/s iar cele cu dinţi înclinaţi cu viteze pînă la 50 m/s
6 (foarte exacte)	Dantura se prelucrează pe maşini-unelte şi cu freze-melc precise, după care roţile călite se rectifică îngrijit, iar roţile mari necălite se şeveruiesc sau se rodează. Se controlează cu aparate de precizie relativ înaltă.	Se utilizează în mecanisme de divizare (capete de divizare etc.), în mecanisme importante ale automobilelor şi maşini-unelte etc. Roţile cu dinţi drepţi pot lucra cu viteze pînă la 20 m/s, iar cele cu dinţi înclinaţi la viteze pînă la 30 m/s

Scanned with OKEN Scanner

0	1	2
7 (exacte)	Roțile trebuie să aibă dantura generată pe mașini-unelte precise, prin rulare cu freze-melc sau alte scule. Roțile călite se rectifică, iar cele necălite se șeveruiesc sau se rodează. Se controlează cu aparate de precizie mare.	Se utilizează în cutiile de avans ale mașinilor-unelte, în reductoarele de serie normală, la automobile etc. Roțile cu dinți drepți pot lucra la viteze pînă la 10 m/s, iar cele cu dinți înclinați pînă la 15 m/s.
8 (de precizie medie)	Dantura se execută pe mașini-unelte de precizie medie, prin rulare sau prin copiere cu freze modul. Dacă este necesar, dinții se pot rectifica și uneori se netezesc. Se controlează cu aparate de precizie medie.	Se folosesc ca roți dințate de uz general în construcțiile de mașini, cînd nu este necesară o precizie deosebită. Roțile cu dinți drepți lucrează la viteze pînă la 6 m/s, iar cele cu dinți înclinați pînă la 10 m/s.
9 (de precizie redusă)	Dantura poate fi generată prin orice procedeu și pe mașini-unelte obișnuite. Nu necesită operații speciale de finisare. Se controlează sumar, pe un număr minim de indici de precizie.	Se utilizează în mecanisme și utilaje cu funcționări brute, fără pretenții în ce privește precizia dimensională. Lucrează la viteze periferice pînă la 3—5 m/s.

Elementele dimensionale principale care definesc roata dințată conică și angrenajul conic sînt prezentate în tabelul 11.4 și figura 11.3.

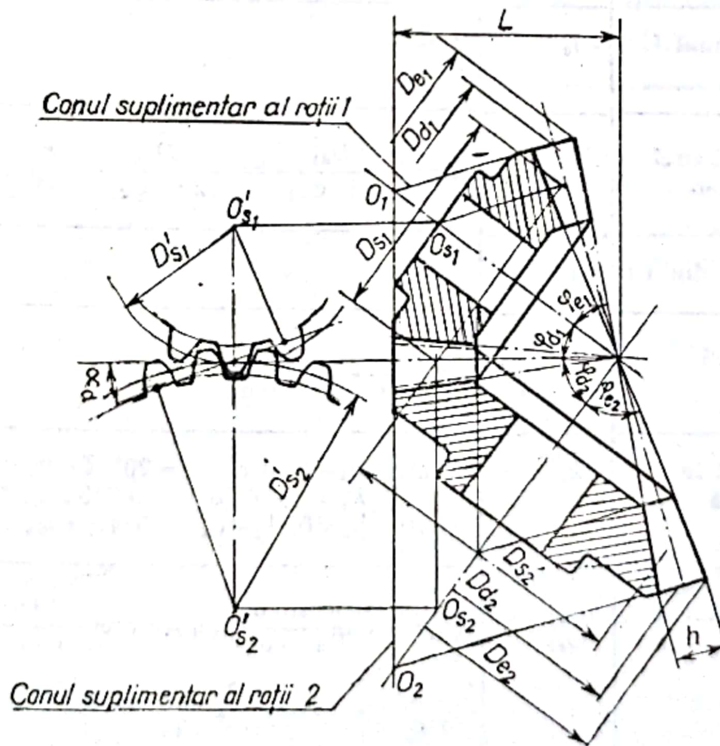


Fig. 11.3. Angrenaj cu roți dințate conice.

Tabelul 11.4

Elementele dimensionale principale ale roților conice și angrenajelor conice cu dinți drepți și înclinați, necorijate și compensate

Elementul dimensional	Simbol	Relație
0	1	2
Modulul normal	m_n	Pentru $\beta_d=0$, $m_n=m$ Pentru $\beta_d\neq0$, $m_n=m_a\cdot\cos\beta_d$
Modulul frontal	m_a	$m_a=m$
Diametrul cercului de divizare	Dd_1 Dd_2	$D_{d1}=m_a\cdot z_1$; $D_{d2}=m_a\cdot z_2$
Diametrul cercului format de vîrful dinților	De_1 D_{e2}	$D_{e1}=D_{d1}+2a_{d1}:\cos\varphi_{d1}$ $D_{e2}=D_{d2}+2a_{d2}\cdot\cos\varphi_{d2}$
Înălțimea capului dintelui	a_{d1} a_{d2}	Pentru $\beta_d=0$, $a_{d1}=(1+\xi_1)\,m_a$; $a_{d2}=(1+\xi_2)m_a$ Pentru $\beta_d\neq0$, $a_{d1}=(1+\xi_{n1})\,m_n$; $a_{d2}=(1+\xi_{n2})m_n$
Înălțimea dintelui	h	Pentru $\beta_d=0$, $h=2{,}2m_a$ Pentru $\beta_d\neq0$, $h=2{,}2m_n$
Coeficientul înălțimii capului dintelui	f_0	$f_0=1$
Lungimea generatoarei conului de divizare	L	$L=\dfrac{D_{d1}}{2\sin\varphi_{d1}}=\dfrac{D_{d2}}{2\sin\varphi_{d2}}$
Lățimea coroanei dințate	B	$B=q\cdot L$
Coeficientul lățimii coroanei dințate	q	$q=\dfrac{1{,}16}{\operatorname{ctg}\varphi_{d1}+0{,}58}\leqslant0{,}35$
Înălțimea dintelui la coarda constantă	k_c	Pentru $\beta_d=0$ (și $\alpha=\alpha_0=20°$, $\zeta=0$) $k_c=a_d-0{,}182g_c=0{,}748\,m_a$; Pentru $\beta_d\neq0$, $k_c=a_d-0{,}5\cdot g_c\cdot\operatorname{tg}\alpha_{0n}$
Semiunghiul conului de divizare	φ_{d1} φ_{d2}	$\varphi_{d1}=\operatorname{arc\,tg}\dfrac{\sin\delta}{i+\cos\delta}$; $\varphi_{d2}=\operatorname{arctg}\dfrac{i\cdot\sin\delta}{1+i\cdot\cos\delta}$ în care : $i=\dfrac{z_2}{z_1}$ și $\delta=\varphi_{d1}+\varphi_{d2}$

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 11.4 (continuare)

0	1	2
Unghiul capului dintelui	φ_{a1} φ_{a2}	Pentru $\beta_d=0$; $\varphi_{a1}=\text{arctg}\,\dfrac{(1+\xi_1)m_a}{L}$; $\varphi_{a2}=\text{arctg}\,\dfrac{(1+\xi_2)m_a}{L}$ Pentru $\beta_d\neq0$: $\varphi_{a1}=\text{arctg}\,\dfrac{(1+\xi_{n1})\,m_n}{L}$; $\varphi_{a2}=\text{arctg}\,\dfrac{(1+\xi_{n2})\,m_n}{L}$
Unghiul piciorului dintelui	φ_{b1} φ_{b2}	Pentru $\beta_d=0$: $\varphi_{b1}=\text{arctg}\,\dfrac{(1{,}2-\xi_1)\,m_a}{L}$; $\varphi_{b2}=\text{arctg}\,\dfrac{(1{,}2-\xi_2)\,m_a}{L}$ Pentru $\beta_d\neq0$: $\varphi_{b1}=\text{arctg}\,\dfrac{(1{,}2-\xi_{n1})\,m_n}{L\cos\beta_d}$; $\varphi_{b2}=\text{arctg}\,\dfrac{(1{,}2-\xi_{n2})m_n}{L\cos\beta_d}$
Raportul de transmitere	i	$i=\dfrac{z_2}{z_1}\geqslant1$
Coarda constantă	g_c	Pentru $\beta_d=0$ și $\alpha=\alpha_0=20°$; $g_c=(1{,}387\pm0{,}643\xi)\,m_a$; Pentru $\beta_d\neq0$ și $\alpha_{0n}=20°$; $g_c=(1{,}387\pm0{,}643\xi)\,m_n$.

Pentru roțile conice și angrenajele cu roți dințate conice s-au stabilit 12 clase de precizie, notate, în ordinea descrescîndă a preciziei (în ordinea crescîndă a toleranțelor), cu cifre în felul următor: 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11 și 12. STAS 6460-61 nu prevede toleranțele pentru clasele de precizie 1, 2, 3, 4 și 12.

Fiecare clasă de precizie este determinată de următoarele criterii de precizie:

— criteriul de precizie cinematică a roții conice;
— criteriul de funcționare lină a roților în angrenaj;
— criteriul de contact dintre dinți.

Criteriul de precizie cinematică stabilește, pentru roata care se verifică, eroarea maximă totală admisă a unghiului de rotire în limitele unei rotații complete a roții, precum și elementele danturii ale căror erori determină această eroare totală.

Criteriul de funcționare lină a roții dințate conice în angrenaj stabilește valorile componentelor erorii totale a unghiului de rotire care se repetă de mai multe ori în timpul unei rotații, precum și elementele danturii ale căror erori

Scanned with OKEN Scanner

determină aceste componente ciclice, respectiv funcționarea lină a roții în angrenaj.

Criteriul de contact al dinților stabilește precizia de execuție a flancurilor dinților prin raportul minim, în procente, dintre dimensiunile petei de contact și dimensiunile suprafeței utilizate a flancurilor, precum și elementele danturii și angrenajului ale căror erori determină forma și mărimea petei de contact.

Independent de clasa de precizie a roților și angrenajelor cu roți dințate conice, se stabilește felul jocului dintre flancurile neactive, precum și elementele danturii și angrenajului care determină acest joc. Jocul de bază dintre flancuri se consideră jocul normal minim, care asigură compensarea jocului dintre flancuri datorită încălzirii angrenajului la o diferență de temperatură de 25 °C dintre carcasă și angrenaj, coeficienții de dilatare ai acestora fiind egali. Acest joc este notat cu simbolul JC (ajustaj liber), ca în cazul roților dințate cilindrice. Se admite, în unele cazuri, alegerea altui joc dintre flancuri în afara jocului de bază JC. În cazurile respective, se recomandă folosirea unuia dintre următoarele jocuri dintre flancuri:

— joc minim nul (ajustaj alunecător) JE;
— joc minim micșorat (ajustaj semiliber) JD;
— joc minim mărit (ajustaj larg) JA.

Schema poziției jocului minim dintre flancuri și a cîmpului de toleranță respectiv este la fel ca pentru roțile și angrenajele cu roți dințate cilindrice (v. fig. 11.2).

Fiecare criteriu de precizie este caracterizat prin anumite erori și abateri ale elementelor roților dințate conice și angrenajelor cu roți conice. Aceste erori și abateri sînt denumite *indici de precizie* și sînt prezentate în tabelul 11.5.

Pentru determinarea preciziei și verificarea (controlul) roților dințate și angrenajelor conice, nu se iau în considerație, de obicei, toți indicii de precizie, ci numai un indice de bază sau un complex de indici.

Astfel, pentru criteriul de precizie cinematică, se alege unul din indici de precizie de bază (tab. 1 din STAS 6460-61): Ecn sau Ecp ori unul din complexele de indici de precizie: br și Erg; Vjm și Erg; Vδm și Erg — numai pentru roți conice cu dinți drepți; br — pentru roți din clasele de precizie 9, 10 și 11; Vjm — pentru roți din clasa de precizie 9; Vδm — pentru roți din clasa de precizie 9.

Pentru criteriul de funcționare lină în angrenaj, se alege unul din indicii de precizie (tab. 2 din STAS 6460-61): Ecl, sau Ap, sau Vp, sau $V\delta m_1$ (numai pentru roți conice cu dinți drepți).

Pentru criteriul de contact dintre dinți, se aleg complexele de indici de precizie (tab. 3 din STAS 6460-61): pata de contact, Ac și Ai — pentru angrenaje nereglabile; pata de contact și Ai — pentru angrenaje reglabile.

Indicii de precizie care asigură jocul minim dintre flancuri sînt (tab. 4...6 din STAS 6460-61): As sau Aδm — pentru roata dințată; Aδ — pentru angrenaj.

Precizia de execuție a roților dințate conice și a angrenajelor cu roți dințate conice este determinată de clasa de precizie și de felul jocului dintre flancuri. De exemplu, un angrenaj cu roți dințate de clasa de precizie 6 și cu jocul minim dintre flancuri JC se notează astfel:

6—JC STAS 6460-61

Termeni, simboluri, noţiuni şi definiţii pentru erorile, abaterile şi toleranţele elementelor roţilor dinţate şi angrenajelor cu roţi conice

Poz.	Termen şi schemă	Simbol	Definiţie
0	1	2	3
1	Eroarea cinematică	*Ecn*	Eroarea maximă a unghiului de rotire a roţii dinţate, în limitele unei rotaţii complete a roţii care se verifică, în cazul angrenării cu roata de măsurare (etalon) pe un singur flanc. Se determină pe cercul de divizare cu centrul pe axa de rotaţie a roţii şi situat în planul bazei mari a conului de divizare.
	Toleranţa erorii cinematice	*Tcn*	
2	Eroarea cumulată de pas	*Ecp*	Eroarea maximă a poziţiei relative a două flancuri omoloage oarecari, măsurată pe cercul care trece prin mijlocul lungimii şi mijlocul înălţimii flancului şi care are centrul pe axa de rotire a roţii dinţate.
	Toleranţa erorii cumulate de pas	*Tcp*	

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 11.5 (continuare)

0	1	2	3
3	Bătaia radială a danturii Toleranța bătăii radiale	*br* *Tbr*	Diferența maximă dintre distanțele de la vîrful de măsurare, reprezentînd profilul de referință, la axa de rotire a roții. Se determină în direcția normală la generatoarea conului de divizare, la o distanță oarecare constantă față de vîrful conului de divizare.
4	Eroarea de rostogolire Toleranța erorii de rostogolire	*Erg* *Trg*	Componentă a erorii cinematice care se determină scăzînd din aceasta bătaia radială Se determină în secunde de unghi.
5	Unghiul nominal de măsurat dintre axe Abaterile limită ale unghiului de măsurat dintre axe : — superioară — inferioară Variația unghiului de măsurat dintre axe : — pentru o rotație completă — pentru rotirea cu un dinte Toleranța variației unghiului de măsurat dintre axe : — la o rotație completă — la rotirea cu un dinte	δm $A\delta m_s$ $A\delta m_i$ $V\delta m$ $V\delta m_1$ $TV\delta m$ $TV\delta m_1$	Unghiul dintre axe în cazul angrenării fără joc a roții de măsurare (etalon) cu roata dințată care se verifică și care are o subțiere minimă a dinților. Diferența dintre unghiurile limită dintre axe și unghiul nominal, exprimat în mărimi liniare pe o lungime egală cu lungimea generatoarei conului de divizare. Diferența dintre valorile maximă și minimă ale unghiului de măsurat dintre axe pentru o rotație completă a roții care se verifică, respectiv pentru rotirea cu un dinte (cu un pas unghiular).

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 11.5 (continuare)

0	1	2	3
6	Eroarea ciclică $$Ecl = \frac{Ecl_1 + Ecl_2 + \ldots + Ecl_n}{n}$$ Toleranța erorii ciclice	*Ecl* *Tcl*	Componenta erorii cinematice care se repetă periodic în timpul unei rotații complete a roții care se verifică. Se stabilește ca valoare medie a amplitudinilor oscilațiilor *Ecn* ale erorii cinematice, pe toate ciclurile unei rotații complete a roții care se verifică. Se măsoară pe cercul de divizare cu centrul pe axa de rotire a roții, în planul bazei mari a conului de divizare.
7	Abaterea pasului Abaterile limită ale pasului : — superioară — inferioară	*Ap* Ap_s Ap_i	Diferența dintre valoarea efectivă și valoarea medie a pasului circular pe cercul care trece prin mijlocul lungimii și mijlocul înălțimii flancului și care are centrul pe axa de rotire a roții care se verifică.
8	Variația pasului Toleranța variației pasului	*Vp* *TVp*	Diferența maximă dintre doi pași oarecare măsurați pe cercul care trece prin mijlocul lungimii și mijlocul înălțimii flancului și care are centrul pe axa de rotire a roții care se verifică.

Tabelul 11.5 (continuare)

0	1	2	3
6	Eroarea ciclică $$Ecl = \frac{Ecl_1 + Ecl_2 + \ldots + Ecl_n}{n}$$ Toleranţa erorii ciclice	*Ecl* *Tcl*	Componenta erorii cinematice care se repetă periodic în timpul unei rotaţii complete a roţii care se verifică. Se stabileşte ca valoare medie a amplitudinilor oscilaţiilor *Ecn* ale erorii cinematice, pe toate ciclurile unei rotaţii complete a roţii care se verifică. Se măsoară pe cercul de divizare cu centrul pe axa de rotire a roţii, în planul bazei mari a conului de divizare.
7	Abaterea pasului Abaterile limită ale pasului : — superioară — inferioară	*Ap* Ap_s Ap_i	Diferenţa dintre valoarea efectivă şi valoarea medie a pasului circular pe cercul care trece prin mijlocul lungimii şi mijlocul înălţimii flancului şi care are centrul pe axa de rotire a roţii care se verifică.
8	Variaţia pasului Toleranţa variaţiei pasului	*Vp* *TVp*	Diferenţa maximă dintre doi paşi oarecare măsuraţi pe cercul care trece prin mijlocul lungimii şi mijlocul înălţimii flancului şi care are centrul pe axa de rotire a roţii care se verifică.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 11.5 (continuare)

0	1	2	3
9	Pata de contact l_2, h_u, h, l_1, l	*Pc*	Porțiunea de pe flancul dintelui, pe care se află urmele de contact ale acestuia cu flancurile dinților roții conjugate, după rotirea angrenajului cu o ușoară frînare. Se determină în procente, prin dimensiunile relative ale petei de contact: — în lungul dintelui: prin raportul dintre distanța punctelor extreme de contact și lungimea dintelui $$\frac{l_1}{l}\cdot 100\,\%$$ — în înălțimea dintelui: prin raportul dintre înălțimea suprafeței de contact în partea mijlocie a ei și înălțimea utilizată a dintelui, $$\frac{h}{h_u}\cdot 100\,\%$$ În cazul unor întreruperi care depășesc valoarea unui modul, $$\frac{l_1-l_2}{l}\cdot 100\,\%$$
10	Neintersectarea axelor Poziția nominală a axei primei roți Poziția efectivă a axei celei de a doua roți Poziția efectivă a axei celei de a doua roți $A\Sigma$, Ai, δ_n	*Ai*	Distanța minimă dintre axele de rotire ale roților dințate conjugate ale angrenajului conic.
	Toleranța neintersectării axelor	*TAi*	

0	1	2	3
11	Deplasarea vîrfului conului de divizare	Ac	Distanța de la vîrful conului de divizare, în lungul axei sale, pînă la punctul de intersectare a axelor în angrenaj. Se determină ca deplasarea axială a roții montate în angrenaj față de acea poziție a ei pe aparatul de verificat prin rostogol re, care corespunde condițiilor optime de angrenare a roții de verificat cu roata conjugată.
	Deplasările limită ale vîrfului conului de divizare : — superioară — inferioară	 Ac_s Ac_i	
12	Abaterea unghiului dintre axe	$A\delta$	Diferența dintre valorile efectivă și nominală ale unghiului dintre axele angrenajului, exprimată în unități liniare, pe o lungime egală cu lungimea L a generatoarei conului de divizare.
	Abaterile limită ale unghiului dintre axe : — superioară — inferioară	 $A\delta_s$ $A\delta_i$	
13	Grosimea nominală a dintelui	s	Grosimea calculată a dintelui care asigură o angrenare fără joc la grosimea nominală a dinților roții conjugate și la poziția nominală a roților.
	Subțierea dintelui	A_s	Se determină pe cercul de divizare cu centrul pe axa de rotire a roții și situat în planul bazei mari a conului de divizare.
	Subțierea minimă a dintelui	$A_{s_{min}}$	Micșorarea grosimii nominale a dintelui, calculată în secțiunea normală. Subțierea minimă prescrisă, necesară pentru a realiza jocul minim dintre flancuri.
	Toleranța grosimii dintelui	Ts	Diferența dintre subțierile maximă și minimă admisibile ale dintelui.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 11.5 (continuare)

0	1	2	3
14	Jocul dintre flancuri	j	Distanța minimă, în cursul angrenării, dintre flancurile neactive ale dinților, flancurile active fiind în contact. Jocul dintre flancuri permite rotirea liberă a uneia dintre roțile angrenajului, roata conjugată fiind fixă. Se determină pe normala la flancurile dinților, la baza mare a conului de divizare.
	Jocul minim dintre flancuri	j_{min}	Jocul dintre flancuri minim prescris.
15	Jocul măsurat dintre flancuri	jm	Jocul dintre flancurile dinților roții de măsurare (etalon) și ale roții care se verifică în cazul cînd pe aparatul de verificat prin rostogolire, roțile sînt în poziția optimă de angrenare.
	Variația jocului de măsurat dintre flancuri	Vjm	Diferența dintre valorile maximă și minimă ale jocului de măsurat dintre flancuri, la o rotație completă a roții care se verifică.
	Toleranța variației jocului de măsurat dintre flancuri	$TVjm$	

În funcție de condițiile de funcționare stabilite pentru angrenaj, se admite alegerea de clase de precizie diferite pentru cele trei criterii de precizie. În acest caz, notarea preciziei roții și angrenajului conic se face prin scrierea succesivă a claselor de precizie, în ordine, pentru criteriul de precizie cinematică, criteriul de funcționare lină și criteriul de contact dintre dinți și a simbolului jocului dintre flancuri, de exemplu :

6–8–7–JD STAS 6460-61.

11.4. TOLERANȚELE ANGRENAJELOR MELCATE

Terminologia și simbolurile referitoare la erorile și abaterile elementelor angrenajelor melcate, precum și valorile limită ale acestor erori și abateri sînt stabilite prin STAS 6461-61. Prevederile acestui standard se aplică la angrenaje melcate cu roți melcate metalice conjugate cu melci cilindrici.

În același standard se definesc două categorii de angrenaje melcate :

— *angrenaje melcate cinematice*, avînd modulul axial peste 1 pînă la 16 mm și diametrul de divizare al roții melcate pînă la 5 000 mm ; distanța dintre axele melcului și roții melcate este reglabilă ; angrenajele cinematice sînt utilizate în mecanismele cu ajutorul cărora se obțin viteze de mișcare de uniformitate mare și deplasare de precizie înaltă ale organelor de execuție și comandă (de exemplu, în mecanismele de avans automat al unor mașini-unelte, la capetele divizoare optice etc.) ;

Scanned with OKEN Scanner

— *angrenaje melcate pentru transmiterea puterii*, avînd modulul axial peste 1 pînă la 30 mm, diametrul de divizare al melcului pînă la 400 mm pentru orice număr de începuturi şi diametrul de divizare al roţii melcate pînă la 2 000 mm; distanţa dintre axele melcului şi roţii melcate nu este reglabilă; acest tip de angrenaje se utilizează în scopul transmiterii unor puteri mari şi foarte mari la viteze de mişcare relativ mici (de exemplu, în unele capete de forţă, la reductoarele pentru instalaţii de forare etc.).

Elementele dimensionale şi parametrii principali care definesc melcul, roata melcată şi angrenajul melcat sînt indicaţi în figura 11.4 şi tabelul 11.6.

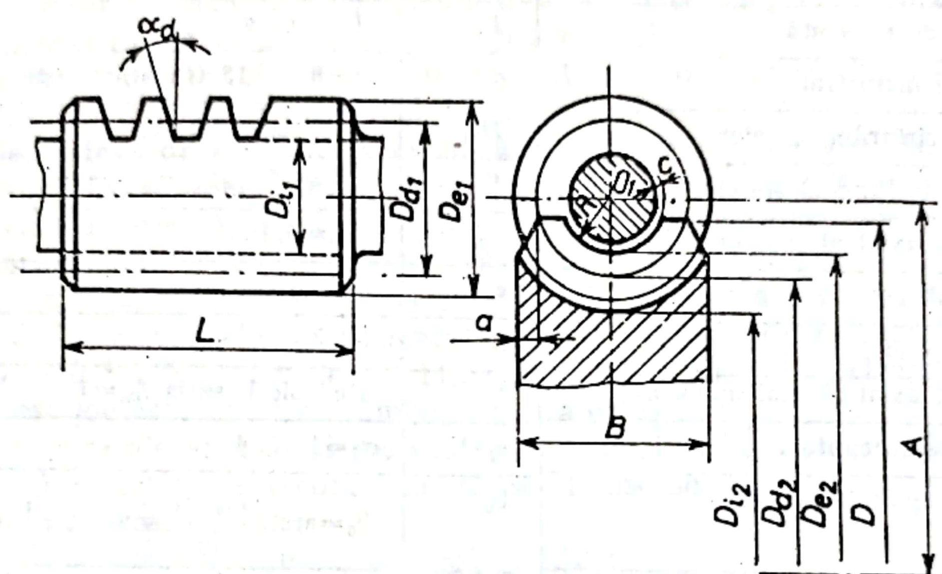


Fig. 11.4. Angrenaj melc-roată melcată.

Pentru angrenajele melcate s-au prevăzut 12 clase de precizie, notate, în ordinea descrescîndă a preciziei (în ordinea crescîndă a toleranţelor), cu cifrele: 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11 şi 12. Nu sînt standardizate toleranţele pentru clasele de precizie 1, 2, 10, 11 şi 12.

Clasele de precizie 3, 4, 5 şi 6 se aplică angrenajelor melcate cinematice.

Clasele de precizie 5, 6, 7, 8 şi 9 se aplică angrenajelor melcate pentru transmiterea puterii.

Fiecare clasă de precizie este determinată de următoarele criterii de precizie:

a) pentru angrenajele melcate cinematice:
— criteriul de precizie a melcului;
— criteriul de precizie a roţii melcate;
— criteriul de precizie a angrenajului melcat cinematic (reglabil);

b) pentru angrenajele melcate de transmitere a puterii:
— criteriul de precizie a melcului;
— criteriul de precizie a roţii melcate;
— criteriul de precizie a montării angrenajului melcat de transmitere a puterii (nereglabil).

Criteriul de precizie a melcului stabileşte abaterile şi erorile care determină precizia de execuţie a acestuia.

Criteriul de precizie a roţii melcate stabileşte abaterile şi erorile elementelor roţii melcate care determină precizia de execuţie a acesteia.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 116

Elementele dimensionale şi parametrii principali ai melcilor, roţilor melcate şi angrenajelor melcate

Elementul dimensional	Simbol	Relaţie
Melcul Modulul axial	m_a	$m_a = m$
Pasul	p	$p = \pi \cdot m_a$
Diametrul de referinţă	D_0	$D_0 = m_a \cdot q$
Coeficientul diametral	q	$q = 8 \ldots 13$ (în funcţie de m)
Diametrul vîrfurilor spirelor	D_{e1}	$D_{e1} = D_0 + 2f_{0a} \cdot m_a$
Diametrul de fund al spirelor	D_{i1}	$D_{i1} = D_0 - 2f_{0a} \cdot m_a - 2c$
Coeficientul axial al jocului la fund	w_{0a}	$w_{0a} = 0{,}2 \ldots 0{,}3$
Jocul radial	c	$c = w_{0a} \cdot m_a$
Înălţimea spirei	h	$h = 2f_{0a} \cdot m_a + c \approx 2{,}2m_a$
Coeficientul axial al înălţimii spirei	f_{0a}	De obicei, se ia $f_{0a} = 1$
Numărul de începuturi	z_1	$z_1 = 1 \ldots 4$
Unghiul elicei de referinţă	θ_0	$\theta_0 = \text{arctg}\,\frac{m_a \cdot z_1}{D_0} = \text{arctg}\,\frac{z_1}{q} = \frac{p_e}{\pi D_0}$
Pasul elicei	p_e	$p_e = z_1 \cdot p = z_1 \cdot \pi \cdot m_a = \pi \cdot D_0\,\text{tg}\,\theta$
Unghiul de presiune normal	α_{0n}	
Unghiul de presiune axial	α_{0a}	
Grosimea spirei într-o secţiune axială	g_a	$g_a = 0{,}5 \cdot \pi \cdot m_a$
Valoarea coardei normale a spirei	g_n	$g_n = g_a \cos \theta_0 = 0{,}5\pi \cdot m_a \cos \theta_0$
Roată melcată		
Modulul frontal	m_f	$m_f = m_a$
Numărul de dinţi	z_2	$z_2 = z_1 \cdot i$ (i fiind raportul de transmitere)
Diametrul de vîrf în secţiunea mediană	D_{e2}	$D_{e2} = 2A - D_0 + 2f_{0a}m_a$
Raza de curbură a secţiunii axiale a suprafeţei vîrfurilor dinţilor	R	$R = 0{,}5D_0 - m_f$
Deplasarea specifică frontală a danturii	ξ_f	
Diametrul fundului dinţilor în secţiune mediană	D_{i2}	$D_{i2} = 2A - D_0 - 2f_{0a}m_a - 2c$
Diametrul de divizare	D_d	$D_d = m_a \cdot z_2$.
Angrenaj Distanţa dintre axele melcului şi roţii melcate	A	$A = 0{,}5m_a\,(q + z_2 + 2\xi_{f2})$.

Criteriul de precizie a angrenajului melcat cinematic stabileşte:

— eroarea cinematică (eroarea totală a unghiului de rotire) în limitele unei rotaţii complete a roţii melcate în angrenare cu melcul conjugat;

— eroarea ciclică (componentele erorii totale a unghiului de rotire, care se repetă de mai multe ori în timpul unei rotaţii complete a roţii melcate), ce caracterizează funcţionarea lină a angrenajului melcat;

— precizia de execuţie a flancurilor dinţilor, care caracterizează contactul dintre dinţii roţii melcate şi melcul conjugat.

Criteriul de precizie a montării angrenajului melcat de transmitere a puterii stabileşte:

—abaterile elementelor de montare a angrenajului, care caracterizează precizia poziţiei relative a roţii melcate şi a melcului;

— precizia de execuţie a flancurilor dinţilor, care caracterizează contactul dintre dinţii roţii melcate şi melcul conjugat.

Independent de clasa de precizie a angrenajelor melcate, se stabileşte felul jocului dintre flancurile neactive, precum şi elementele danturii şi angrenajului care determină acest joc. Jocul de bază dintre flancuri se consideră jocul normal minim care asigură compensarea micşorării jocului dintre flancuri, datorită încălzirii angrenajului pînă la 80 °C şi a carcasei reductorului pînă la 50 °C, considerînd coeficientul de dilatare lineară a materialului carcasei $10{,}5\cdot10^{-6}$ 1/°C, al melcului $11{,}5\cdot10^{-6}$ 1/°C şi al roţii melcate $10{,}5\cdot10^{-6}$ 1/°C. Acest joc este notat cu simbolul JC (ajustaj liber).

Se admite alegerea altui joc dintre flancuri în locul jocului de bază JC. În această situaţie, se recomandă să se folosească unul din următoarele jocuri dintre flancuri:

— joc minim nul (ajustaj alunecător) JE;
— joc minim micşorat (ajustaj semiliber) JD;
— joc minim mărit (ajustaj larg) JA.

Schema poziţiei jocului minim dintre flancuri şi a cîmpului de toleranţă respectiv este, pentru cele patru cazuri, prezentată în figura 11.2. Valorile jocului minim dintre flancuri sînt date în tabelul 5 din STAS 6461-61.

Fiecare criteriu de precizie este caracterizat prin anumite erori, abateri şi toleranţe ale elementelor melcilor, roţilor melcate şi angrenajelor melcate. Aceste erori, abateri şi toleranţe sînt denumite *indici de precizie* şi sînt prezentate în tabelul 11.7.

Criteriile de precizie pot fi caracterizate fie printr-un indice de precizie de bază, fie printr-un complex de indici de precizie. Indicii de precizie de bază şi complexele de indici de precizie sînt echivalenţi între ei şi se prescriu în funcţie de destinaţia angrenajului şi de condiţiile tehnologice de execuţie a lor.

Pentru criteriul de precizie a melcului, se alege unul din următoarele complexe de indici de precizie (tab. 1, STAS 6461-61): Ae şi Aet; Ap_a, Ecp_a, Efp şi brm.

Pentru criteriul de precizie a roţilor melcate din angrenajele cinematice, se alege unul din următoarele complexe de indici de precizie (tab. 2, STAS 6461-61):

— la roţile melcate din clasele de precizie 3 şi 4: Ecnp, Eclp, br şi Esg; Ecp, Eclp şi Esg;

— la roţile melcate din clasele de precizie 5, 6, 7, 8 şi 9: Aps şi Ecp; Aps şi br; VAm şi VAm_1 (numai pentru clasele 8 şi 9).

Termeni, simboluri, noțiuni și definiții pentru erorile, abaterile și toleranțele elementelor melcilor, roților melcate și angrenajelor melcate

Tabelul 11.7

Poz.	Termen și schemă	Simbol	Definiție
0	1	2	3
1	Abaterea elicei melcului : — în limitele unei rotații complete — pe întreaga lungime a melcului Toleranța abaterii elicei melcului : — în limitele unei rotații complete — pe întreaga lungime a melcului	 Ae Ael Te Tel	Distanța, măsurată pe normală, dintre două elice nominale, care se găsesc pe un cilindru coaxial cu axa melcului și care limitează curba de intersecție a flancului spirei melcului cu acest cilindru. Se determină în limitele unei rotații complete a melcului sau respectiv pe întreaga lungime a melcului. Pentru melci cu mai multe începuturi, se determină pentru fiecare spiră.
2	Abaterea pasului axial p_{a1} p_a Ap_a $Ap_a = p_{a1} - p_a$ Abaterile limită ale pasului axial : — superioară — inferioară	Ap_a Ap_{as} Ap_{ai}	Diferența dintre distanțele efectivă și nominală dintre două flancuri omoloage succesive ale melcului, determinată în secțiune axială, pe o dreaptă paralelă cu axa.
3	Eroarea cumulată a pasului axial Erorile cumulate limită ale pasului axial : — superioară — inferioară	Ecp_a Ecp_{as} Ecp_{ai}	Diferența maximă dintre distanțele efectivă și nominală dintre două flancuri omoloage oarecari ale melcului (inclusiv dintre flancurile extreme complete), determinată în secțiunea axială pe o dreaptă paralelă cu axa melcului.

Tabelul 11.7 (continuare)

0	1	2	3
4	Eroarea formei profilului melcului	*Efp*	Distanța, măsurată pe normală, dintre două profile teoretice ale flancului care limitează profilul efectiv, în limitele profilului utilizat.
	Toleranța erorii profilului melcului	*Tfp*	
5.	Bătaia radială a spirei melcului	*brm*	Diferența maximă dintre distanțele de la axa de rotație a melcului pînă la suprafața pe care lățimea golului (sau grosimea spirei) rămîne constantă în limitele unei rotații complete a melcului. Pentru melci cu mai multe începuturi, se determină separat pentru fiecare spiră.
	Toleranța bătăii radiale a spirei melcului	*Tbrm*	
6.	Eroarea cinematică de prelucrare	*Ecnp*	Componenta erorii cinematice a angrenajului (v. poz. 15) produsă de erorile procesului de prelucrare finală a dinților roții melcate. Se determină în secunde de unghi.
	Toleranța erorii cinematice de prelucrare	*Tcnp*	
7	Eroarea ciclică de prelucrare	*Eclp*	Componenta erorii cinematice de prelucrare, care se repetă de mai multe ori în timpul unei rotații complete a roții melcate. Se determină, în secunde de unghi, ca valoare medie a amplitudinilor oscilațiilor erorii cinematice de prelucrare, la o rotație completă a roții melcate.
	Toleranța erorii ciclice de prelucrare	*Tclp*	

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 11.7 (continuare)

0	1	2	4
8	**Bătaia radială a danturii**	*br*	Diferența maximă dintre distanțele de la profilul corespunzător secțiunii normale a spirei melcului la axa de rotație a roții. Se determină în planul median al roții.
	Toleranța bătăii radiale a danturii	*Tbr*	
9	**Eroarea cumulată de pas** Eroarea maximă în minus Acp_i; Eroarea maximă în plus Acp_s; Poziția efectivă; Poziția teoretică; 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8; α; R $Ecp = Acp_s - (-Acp_i)$	*Ecp*	Eroarea maximă a poziției relative a două flancuri omoloage oarecari ale dinților roții melcate, măsurate pe arcul cercului care trece aproximativ pe la jumătatea înălțimii dintelui și este concentric cu axa de rotire a roții.
	Toleranța erorii cumulate de pas	*Tcp*	
10	**Eroarea suprafeței generatoare a sculei**	*Esg*	Distanța, măsurată pe normala la suprafețele elicoidale, dintre suprafața elicoidală generatoare a sculei și suprafața elicoidală a spirei melcului conjugat. Se numește suprafață generatoare a sculei suprafața care generează prin înfășurare suprafața danturii. În funcție de scula folosită, suprafața generatoare este descrisă de elementele așchietoare ale sculei, în mișcarea lor relativă față de roată, sau este suprafața pe care se găsesc tăișurile sculei.
	Toleranța erorii suprafeței generatoare a sculei	*Tsg*	

Scanned with OKEN Scanner

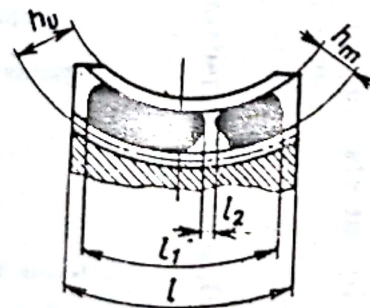
Tabelul 11.7 (continuare)

0	1	2	3
11	Diferenţa dintre doi paşi succesivi ai roţii $Ap = p_1 - p_2$ Toleranţa diferenţei dintre doi paşi succesivi ai roţii	*Aps* *Tps*	Diferenţa dintre doi paşi succesivi, determinată pe cercul care trece aproximativ pe la jumătatea înălţimii dintelui şi este concentric cu axa de rotire a roţii, în secţiune perpendiculară pe axă.
12	Abaterea distanţei dintre axe: — în angrenaj — la prelucrare Abaterile limită ale distanţei dintre axe: — în angrenaj: — superioară — inferioară — la prelucrare: — superioară — inferioară	*AA* *AAp* AA_s AA_i AAp_s AAp_i	Diferenţa dintre distanţele efectivă şi nominală dintre axele roţii şi melcului în angrenaj, respectiv la prelucrarea finală a profilului dinţilor roţii pe maşina-unealtă.
13	Deplasarea planului median al roţii: — în angrenaj — la prelucrare Deplasările limită ale planului median al roţii: — în angrenaj: — superioară — inferioară — la prelucrare: — superioară — inferioară	*Apl* *Aplp* Apl_s Apl_i $Aplp_s$ $Aplp_i$	Valoarea distanţei dintre planul median al roţii melcate şi normala comună la axa melcului şi a roţii în angrenaj, respectiv deplasarea axei sculei la prelucrarea finală a profilului dinţilor roţii melcate pe maşina-unealtă.

Tabelul 11.7 (continuare)

0	1	2	3
14	Variația distanței de măsurat dintre axe : — la o rotație completă — la rotirea cu un dinte	*VAm* VAm_1	Diferența dintre valorile maximă și minimă ale distanței de măsurat dintre axe, la angrenarea fără joc a melcului de măsurare (etalon) cu roata melcată, în timpul unei rotații complete a roții, respectiv la rotirea ei cu un dinte
	Toleranța variației distanței de măsurat dintre axe : — la o rotație completă — la rotirea cu un dinte	*TVAm* $TVAm_1$	
15	Eroarea cinematică a angrenajului	*Ecn*	Eroarea maximă a unghiului de rotire a roții melcate în limitele unei rotații complete a acesteia, în cazul angrenării pe un flanc, în angrenaj cu melcul conjugat. Se determină, în µm, pe cercul de divizare al roții melcate.
	Toleranța erorii cinematice a angrenajului	*Tcn*	
16	Eroarea ciclică a angrenajului $$Ecl = \frac{Ecl_1 + Ecl_2 + \ldots + Ecl_n}{n}$$	*Ecl*	Componenta erorii cinematice a angrenajului asamblat, care se repetă de mai multe ori în timpul unei rotații complete a roții melcate. Se determină, în µm, pe cercul de divizare, ca valoarea medie a amplitudinilor oscilației erorii cinematice a roții, pe toate ciclurile unei rotații complete a roții melcate.
	Toleranța erorii ciclice a angrenajului	*Tcl*	

Tabelul 11.7 (continuare)

	1	2	3
17	Eroarea unghiului dintre axe	E_y	Eroarea unghiului dintre axele melcului şi roţii melcate în angrenajul asamblat. Se exprimă în unităţi de măsură liniare pe lăţimea roţii.
	Toleranţa erorii unghiului dintre axe	T_y	
18	Pata de contact 	P_c	Porţiunea de pe flancul dintelui roţii melcate pe care se află urmele de vopsea la angrenarea roţii cu melcul conjugat, după rotirea angrenajului asamblat cu o frînare uşoară. Se determină în procente prin dimensiunile relative ale petei de contact: — în lungul dintelui, prin raportul dintre distanţa punctelor extreme ale suprafeţei de contact, din care se scad discontinuităţile ce depăşesc valoarea unui modul, şi lungimea totală a dintelui $\frac{l_1-l_2}{l}\cdot 100\%$; — în înălţimea dintelui, prin raportul dintre înălţimea medie a suprafeţei de contact şi înălţimea utilizată a dintelui $\frac{h_m}{h_v}\cdot 100\%$.

Tabelul 11.7 (continuare)

0	1	2	
19	Grosimea nominală a spirei	s	Coarda de calcul a spirei melcului în secţiune normală pe spiră, care, la distanţa nominală dintre axe, realizează angrenarea fără joc cu roata melcată, ai cărei dinţi au grosimea nominală.
	Subţierea spirei	As	Subţierea spirei melcului faţă de grosimea nominală a ei.
	Subţierea minimă a spirei	As_{min}	Subţierea minimă prescrisă în vederea asigurării jocului minim dintre flancuri.
	Toleranţa grosimii spirei	Ts	Diferenţa dintre subţierea minimă şi subţierea maximă a spirei melcului.
20	Jocul dintre flancuri	j	Distanţa minimă în cursul angrenării dintre flancurile neactive ale dinţilor roţii şi spirei melcului, flancurile active fiind în contact. Jocul dintre flancuri permite rotirea liberă a roţii melcate dacă melcul este fix. Se determină în mărimi liniare măsurate pe normala la flancurile neactive.
	Jocul minim dintre flancuri	j_{min}	Jocul dintre flancuri minim prescris.

Scanned with OKEN Scanner

Pentru criteriul de precizie a roților melcate din angrenajele pentru transmiterea puterii, din clasele de precizie 5, 6, 7, 8 și 9, se alege unul din următoarele complexe de indici de precizie: Aps, Ecp, AAp și Aplp; Aps, br, AAp și Aplp; VAm, VAm_1, AAp și Aplp (numai pentru clasele 8 și 9).

Criteriul de precizie a angrenajului melcat cinematic este caracterizat prin complexul de indici de precizie (tab. 3, STAS 6461-61): Pc, Ecn și Ecl.

Criteriul de precizie a angrenajului melcat pentru transmiterea puterii este caracterizat prin complexul de indici de precizie (tab. 4, STAS 6461-61): Pc, AA, Apl și Ey.

În cazul cînd se aleg ca baze de măsurare suprafețe care nu corespund cu bazele de montare, erorile introduse prin aceasta trebuie compensate prin micșorarea toleranței de execuție.

Indicele care asigură jocul dintre dinți este As.

Precizia de execuție a angrenajelor melcate este determinată de clasa de precizie și de felul jocului dintre flancuri. De exemplu, angrenajul cinematic (reglabil) de clasa de precizie 5 și jocul minim dintre flancuri JC se notează astfel:

Reg 5—JC STAS 6461-61.

Angrenajul pentru transmiterea puterii (nereglabil) de clasa de precizie 8 și jocul minim dintre flancuri JC se notează în felul următor:

8—JC STAS 6461-61.

11.5. TOLERANȚELE ANGRENAJELOR CU CREMALIERĂ

Angrenajele cu cremalieră sînt utilizate în scopul transformării mișcării de rotație în mișcare de translație sau invers.

Terminologia și simbolurile referitoare la erorile și abaterile elementelor cremalierelor și angrenajelor cu cremalieră, precum și valorile limită (toleranțele) ale acestor erori și abateri sînt stabilite prin STAS 7395-66. Prevederile acestui standard se aplică la angrenaje cu cremalieră și roți dințate metalice, cu dinți drepți sau înclinați și modulul peste 1 pînă la 30 mm.

În figura 11.5 este prezentat desenul unei cremaliere, așa cum este definită prin STAS 7497-75.

Principalele elemente dimensionale ale cremalierei sînt următoarele:

— unghiul de înclinare al flancurilor ($\alpha_0=20°$)
— pasul;
— înălțimea dintelui;
— înălțimea capului dintelui;
— înălțimea piciorului dintelui;
— raza de racordare la piciorul dintelui.

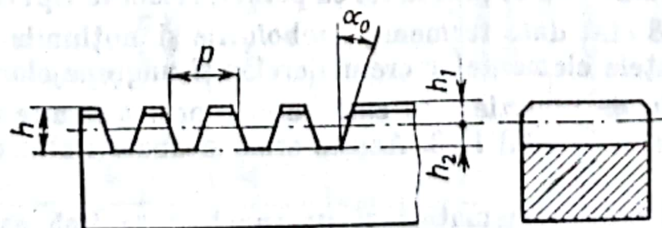


Fig. 11.5. Cremalieră.

Scanned with OKEN Scanner

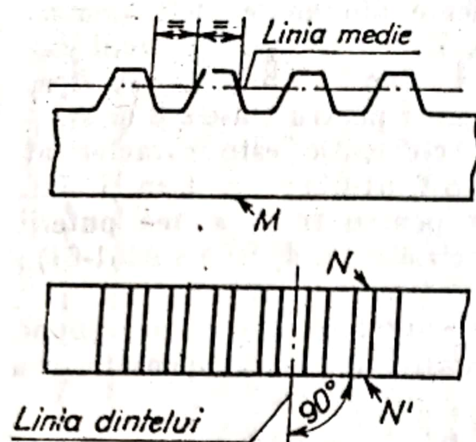


Fig. 11.6. Poziția danturii cremalierei în raport cu bazele constructive.

Poziția danturii cremalierei, respectiv poziția liniei medii (planului mediu) și direcția dinților este determinată în raport cu anumite baze constructive, cum ar fi, de exemplu, suprafața plană M opusă danturii și una din suprafețele laterale N sau N' (fig. 11.6).

Pentru angrenajele cu cremalieră sînt prevăzute 12 clase de precizie. notate, în ordinea descrescîndă a preciziei, cu cifre: 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11 și 12. Nu sînt standardizate toleranțele pentru clasele de precizie 1, 2, 3, 4, 11 și 12.

Fiecare clasă de precizie este determinată de următoarele criterii de precizie:

— criteriul de precizie cinematică a cremalierei și de funcționare lină în angrenaj;

— criteriul de contact dintre dinții cremalierei și ai roții conjugate.

Criteriul de precizie cinematică stabilește, pentru cremaliera care se verifică, eroarea maximă totală admisă a deplasării cremalierei în timpul rotirii roții conjugate și componentele ciclice (care se repetă de mai multe ori în timpul deplasării) ale acestei erori maxime totale, precum și elementele danturii și ale angrenajului care le determină.

Criteriul de contact dintre dinți stabilește precizia de execuție a flancurilor dinților prin raportul minim procentual dintre dimensiunile petei de contact și dimensiunile suprafeței utilizate a flancurilor, precum și elementele danturii și ale angrenajului ale căror erori determină forma și mărimea petei de contact.

Independent de clasa de precizie a cremalierei și a angrenajului cu cremalieră, se stabilește jocul dintre flancurile neactive precum și elementele danturii și angrenajului care determină acest joc. Jocul de bază dintre flancuri se consideră jocul normal minim, simbolizat prin JC (ajustaj liber), care asigură compensarea micșorării jocului dintre flancuri datorită încălzirii angrenajului la o diferență de temperatură de 25 °C dintre carcasă și angrenaj, coeficienții de dilatare ai acestora fiind egali. Se admite alegerea, în locul jocului de bază JC, a altui joc între flancuri dintre următoarele: joc minim nul (ajustaj alunecător) JE, joc minim micșorat (ajustaj semiliber) JD și joc minim mărit (ajustaj larg) JA. Pentru poziția jocului dintre flancuri și a cîmpului de toleranță respectiv, vezi figura 11.2.

Precizia de execuție a cremalierelor este determinată de clasa de precizie și de felul jocului dintre flancuri.

Notarea preciziei de execuție și a jocului dintre flancuri pentru cremaliere și angrenajele cu cremalieră se face la fel ca pentru celelalte tipuri de angrenaje.

În tabelul 11.8 sînt date termenii, simbolurile și noțiunile pentru erorile, abaterile și toleranțele elementelor cremalierelor și angrenajelor cu cremalieră.

Fiecare criteriu de precizie este caracterizat prin anumite erori și abateri dintre cele indicate în tabelul 11.8. Aceste erori și abateri sînt denumite *indici de precizie*.

Criteriul de precizie cinematică și de funcționare lină este caracterizat prin următoarele complexe de indici de precizie (tab. 1 și 2, STAS 7395-66):

Tabelul 11.8

Termeni, simboluri, noțiuni și definiții pentru erorile, abaterile și toleranțele elementelor cremalierelor și angrenajelor cu cremalieră

Poz.	Termen și schemă	Simbol	Definiție
1	Eroarea cumulată de pas	Ecp	Diferența maximă dintre distanțele efectivă și nominală dintre două flancuri omoloage oarecari neînvecinate ale cremalierei, determinate la mijlocul înălțimii dintelui, pe o dreaptă paralelă cu bazele constructive.
	Erorile cumulate limită de pas: — superioară — inferioară	Ecp_s Ecp_i	
2	Abaterea pasului	Ap	Diferența dintre distanțele efectivă și nominală dintre două flancuri omoloage succesive ale cremalierei, determinată la mijlocul înălțimii dintelui, pe o dreaptă paralelă cu bazele constructive.
	Abaterile limită ale pasului — superioară — inferioară	Ap_s Ap_i	
3	Eroarea formei profilului	Efp	Distanța măsurată pe normala dintre două profile teoretice ale dintelui, care limitează profilul efectiv în limitele profilului utilizabil.
	Toleranța la forma profilului	Tf_p	

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 11.8 (continuare)

0	1	2	3
4	Variaţia poziţiei profilului Toleranţa variaţiei poziţiei profilului	Vx TVx	Distanţa maximă dintre poziţiile grosimilor efective egale ale dinţilor cremalierei, măsurată perpendicular pe linia medie.
5	Pata de contact	Pc	Porţiunea de pe flancul dintelui cremalierei pe care se află urmele de contact cu flancurile dinţilor roţii conjugate după funcţionarea angrenajului cu o uşoară frînare. Se determină în procente prin dimensiunile relative ale petei : — în lungul dintelui, prin raportul dintre distanţa punctelor extreme de contact (fără discontinuităţi) şi lungimea dintelui : $\frac{l_1-l_2}{l}\cdot 100\,\%$; — în înălţimea dintelui, prin raportul dintre înălţimea medie a suprafeţei de contact şi înălţimea utilizată a dintelui : $\frac{h_m}{h_u}\cdot 100\,\%$.
6	Eroarea direcţiei dintelui Toleranţa la direcţia dintelui	Ed Td	Distanţa dintre două drepte, care, avînd direcţia nominală a dintelui şi fiind cuprinse într-un plan aflat la mijlocul înălţimii dintelui şi paralel cu baza constructivă a cremalierei, limitează linia efectivă a flancului pe lungimea lui activă.

0	1	2	3
7	Abaterea de la paralelismul axei roţii	Ax	Neparalelismul dintre axa de rotaţie a roţii şi baza constructivă faţă de care se determină poziţia liniei medii a cremalierei, măsurat pe lăţimea activă a danturii roţii şi exprimat în unităţi liniare.
		Ay	Neparalelismul dintre axa de rotaţie a roţii şi perpendiculara pe baza constructivă faţă de care se determină direcţia dinţilor cremalierei, măsurat pe lăţimea activă a danturii roţii şi exprimat în unităţi liniare.
	Toleranţa la paralelismul axei roţii	Tx Ty	
8	Jocul dintre flancuri	j	Distanţa minimă, în cursul angrenării, dintre flancurile neactive ale dinţilor cremalierei şi roţii conjugate, flancurile active fiind în contact. Jocul dintre flancuri permite o rotire liberă a roţii dacă cremaliera este imobilizată.
	Jocul minim dintre flancuri	j_{min}	Jocul dintre flancuri minim prescris.

Tabelul 11.8 (continuare)

0	1	2	3
9.	Deplasarea suplimentară a profilului	x_s	Diferența dintre distanțele efectivă și nominală de la grosimile nominale ale dinților la baza constructivă a cremalierei.
	Deplasarea suplimentară minimă a profilului	x_{smin}	Deplasarea minimă prescrisă pentru a asigura în angrenaj jocul minim dintre flancuri.
	Toleranța la deplasarea suplimentară a profilului	Tx_s	
10.	Abaterea distanței de montaj	AA	Diferența dintre distanțele efectivă și nominală în angrenajul montat, de la centrul roții dințate la baza constructivă a cremalierei.
	Abaterile limită ale distanței de montaj: — superioară — inferioară	 AA_s AA_i	
11.	Abaterea grosimii dintelui	As	Diferența dintre grosimile efectivă și nominală ale dintelui cremalierei măsurată în planul median, perpendicular pe direcția dintelui.
	Abaterea minimă a grosimii dintelui	As_{min}	Abaterea minimă prescrisă a grosimii dintelui care asigură jocul minim dintre flancuri.
	Toleranța la grosimea dintelui	Ts	

Scanned with OKEN Scanner

Ecp, Ap și Efp — pentru clasele de precizie 5, 6 și 7 ; Vx — pentru clasele de precizie 8, 9 și 10.

Pentru criteriul de contact al dinților (tab. 3, STAS 7395-66), se alege indicele de precizie Pc (pata de contact) sau complexul de indici de precizie Ed (pentru cremalieră), Ax și Ay (pentru angrenaj).

Indicii de precizie care asigură jocul minim dintre flancuri (tab. 4 ... 6, STAS 7395-66) sînt x și AA (pentru angrenaje nereglabile).

11.6. MIJLOACE PENTRU CONTROLUL ROȚILOR ȘI ANGRENAJELOR CU ROȚI DINȚATE

Caracterizîndu-se printr-un profil complex al danturii și prin condiții funcționale specifice, controlul roților dințate este un proces foarte important, relativ complicat și destul de costisitor. În funcție de tipul roților și al angrenajului, de clasa de precizie prescrisă, ca și de felul indicilor de precizie care trebuie să fie determinați, controlul se execută cu mijloace mai precise sau mai puțin precise și se poate face fie diferențiat, adică pentru fiecare element dimensional sau indice de precizie în parte, fie complex, respectiv în angrenare cu o roată dințată etalon sau cu roata dințată conjugată. Controlul diferențiat se execută atît pe parcursul desfășurării procesului de prelucrare ca un control interoperațional (după operații mai importante), cît și în cadrul controlului final, cînd se controlează, de obicei, numai indicii de precizie indicați în STAS. Controlul complex se execută, aproape exclusiv, în cadrul controlului final de secție, unde se face și o apreciere globală a calității funcționale a roții și angrenajului.

Se recomandă ca măsurarea și controlul roților dințate să se facă în condiții cît mai apropiate de cele din exploatare, folosind ca bază de măsurare alezajul din butucul roții sau alte baze constructive și de prelucrare, care sînt, în același timp, și baze de funcționare. Acest lucru este, însă, posibil numai în cazul roților dințate cu diametrul pînă la aproximativ 400 mm și în cazul cremalierelor, pentru controlul cărora se pot folosi aparate staționare. În cazul roților cu diametre și module mari, controlul se face mai ales cu ajutorul aparatelor portabile, ceea ce duce la folosirea altor baze de măsurare decît cele de prelucrare și funcționale.

În cele ce urmează, vor fi prezentate cîteva dintre principalele metode și mijloace pentru controlul roților și angrenajelor cu roți dințate.

Controlul aspectului exterior al roților dințate și depistarea unor defecte grosolane de genul fisurilor, bavurilor etc. se face vizual, cu ochiul liber sau prin examinarea suprafețelor cu ajutorul lupelor cu grosismentul pînă la 5x.

Diametrul și forma geometrică a alezajului din butucul roții se controlează cu ajutorul unor mijloace universale (comparator de interior, optimetru orizontal etc. — în funcție de precizia necesară) în producția individuală și de serie mică sau cu ajutorul calibrelor limitative, în producția de serie mare.

Diametrul vîrfurilor dinților (diametrul exterior al roții) și lățimea roților (lungimea dinților) se măsoară, cînd este cazul, fie cu ajutorul mijloacelor universale de precizie relativ mică (șublere, micrometre etc.) în producția de serie mică, fie cu ajutorul calibrelor limitative în producția de serie mare.

Scanned with OKEN Scanner

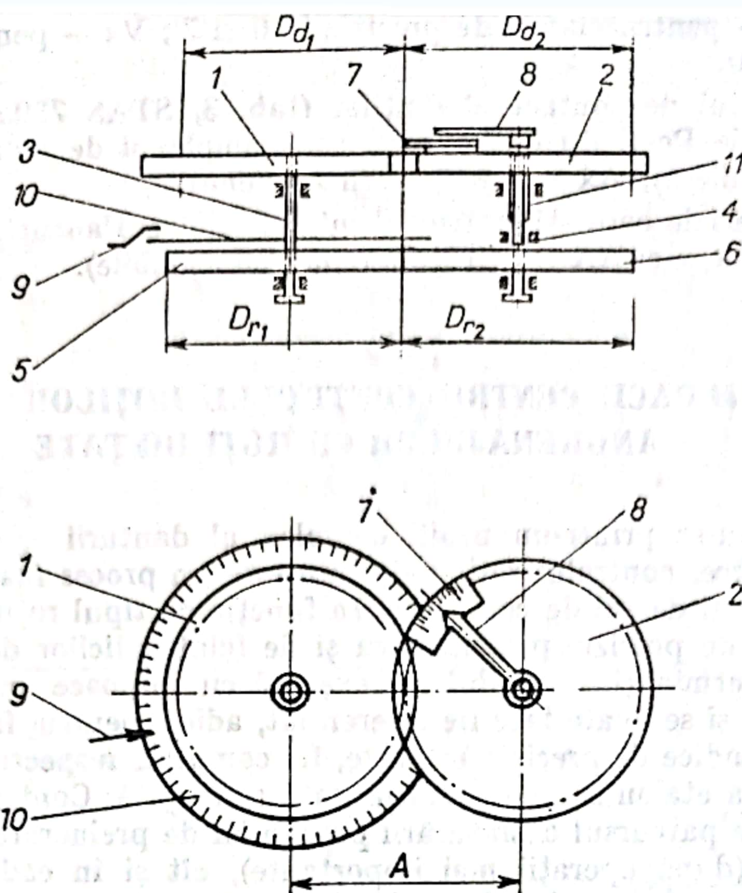


Fig. 11.7. Aparat pentru măsurarea erorii cinematice.

Eroarea cinematică se măsoară cu ajutorul aparatului prezentat în figura 11.7. Pe axurile *3* și *4*, cu distanța între ele reglabilă, sînt montate cadranul gradat 10, discul de fricțiune *5*, roata care se verifică *1*, respectiv discul de fricțiune *6* și acul indicator *8*. Roata etalon *2*, care angrenează cu roata *1*, este montată pe axul tubular *11*, cu care se rotește liber pe axul *4*. Aceeași roată etalon *2* poartă sectorul gradat 7. Discurile de fricțiune *5* și *6* trebuie să aibă diametre egale cu diametrele de divizare D_{d1} și D_{d2} ale roții de controlat *1* și respectiv roții etalon *2*, iar acestea să aibă același număr de dinți. Reglarea aparatului se face aducînd sectorul gradat *7* astfel, ca acul indicator *8* să se găsească în dreptul reperului din mijloc; în același timp se marchează reperul de pe cadranul gradat *10* care se află în dreptul indicelui fix *9*. Urmează rotirea cu 360°, manuală sau mecanică, a roții *1*, frînînd ușor roata-etalon *2* pentru ca angrenarea să aibă loc pe un singur flanc. Diferența dintre unghiul de rotire al roții care se verifică *1* și unghiul de rotire al roții-etalon se citește pe sectorul gradat *7* în funcție de poziția acului indicator *8*. La controlul în producția de serie, pe sectorul gradat *7* se montează doi indici de toleranță, față de care se urmărește poziția acului *8*.

Instalațiile mai noi pentru controlul erorii cinematice sînt prevăzute cu mecanisme de înregistrare a erorii sub formă de diagramă.

Cu ajutorul aparatului din figura 11.7 sau al altor aparate și instalații de același gen se poate determina și **eroarea ciclică** ca media amplitudinilor oscilațiilor erorii cinematice în limitele unei rotații complete a roții. Pentru

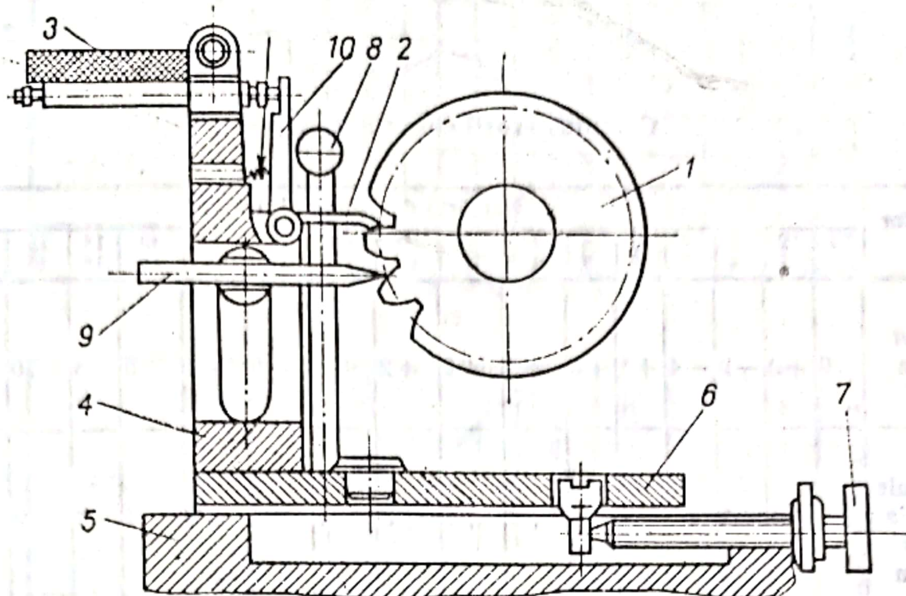


Fig. 11.8. Pasmetru staționar.

aceasta, aparatul trebuie să fie prevăzut cu un mecanism de amplificare a amplitudinilor oscilațiilor erorii cinematice la fiecare dinte.

Variația pasului circular și eroarea cumulată de pas se determină fie cu ajutorul unor aparate sau instalații optice, prin metoda colimației sau autocolimației (măsurări unghiulare), fie cu ajutorul așa-numitelor pasmetre staționare sau portative.

În figura 11.8 este prezentată schema unui *pasmetru staționar*, la care baza de măsurare o constituie axa alezajului roții de verificat. Roata care se verifică *1* se fixează, prin intermediul unui dorn de centrare, în vîrfurile a două pinole montate pe batiul *5*. Corpul-suport *4*, pe care se găsesc : palpatorul fix *9*, palpatorul oscilant *2* cu pîrghia *10* și comparatorul *3*, este montat pe sania ghidată *6*. Aceasta poate fi apropiată sau îndepărtată de roată cu ajutorul manivelei *8*. Șurubul *7* servește la reglarea poziției saniei *6*, corespunzătoarea contactului palpatorului fix *9* cu profilul dintelui la jumătatea înălțimii acestuia. Reglarea la zero a aparatului și a comparatorului *3* (de obicei, un ortotest) se face după un pas oarecare. Operația de măsurare, care constă din : retragerea saniei *6*, rotirea roții cu un dinte, aducerea saniei în poziția de măsurare (la contactul palpatoarelor *2* și *9* cu flancurile omoloage a doi dinți succesivi) și citirea abaterii efective a pasului pe cadranul comparatorului *3*, se repetă pentru toți pașii roții dințate. În felul acesta se obțin așa - numitele erori individuale de pas, care se trec într-un tabel (tab. 11.9). În același tabel se trec erorile parțiale față de media aritmetică a erorilor individuale și apoi abaterea cumulată de pas prin însumarea algebrică succesivă a erorilor față de media aritmetică menționată. Diferența algebrică a valorilor limită din șirul erorilor cumulate reprezintă tocmai eroarea maximă cumulată

Tabelul 11.9

Calculul erorii cumulate de pas

Felul erorilor de pas	Numărul de ordine al dinţilor																	
	1 2	2 3	3 4	4 5	5 6	6 7	7 8	8 9	9 10	10 11	11 12	12 13	13 14	14 15	15 16	16 17	17 18	18 1
Erori undividuale, µm	0	+2	−2	−4	+1	+5	+8	+6	+2	−2	−6	−4	−5	−8	−10	−6	+3	+2
Erori parţiale faţă de media erorilor individuale, µm	+1	+3	−1	−3	+2	+6	+9	+7	+3	−1	−5	−3	−4	−7	−9	−5	+4	+3
Erori cumulate de pas, µm	+1	+4	+3	0	+2	+8	+17	+24	+27	+26	+21	+18	+14	+7	−2	−7	−3	0

— Media erorilor individuale este egală cu suma erorilor individuale pozitive plus suma erorilor individuale negative, împărţită la numărul paşilor (dinţilor), adică:

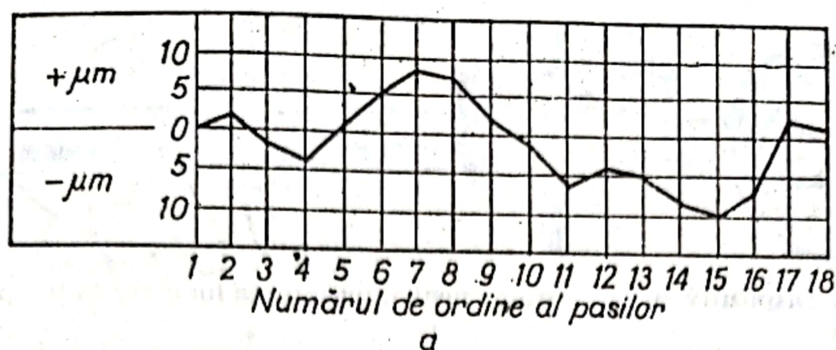
$$\frac{29-47}{18}=\frac{18}{18}=-1\ \mu m.$$

— Eroarea maximă cumulată de pas: $Ecp=+27-(-7)=34\ \mu m$

de pas *Ecp*. Cu datele din tabelul 11.9 se pot constitui diagrama erorilor individuale de pas (fig. 11.9, *a*) şi diagrama erorilor cumulate de pas (fig. 11.9, *b*).

În figura 11.10 este prezentată schema unui *pasmetru portabil* pentru măsurarea erorii variaţiei pasului de bază la roţi dinţate de diametre mari. Palpatorul oscilant *1* (care poate fi deplasat cu ajutorul şurubului *3* şi care acţionează asupra palpatorului comparatorului *2*) şi palpatorul fix *4* sînt puşi în contact cu flancurile omoloage a doi dinţi consecutivi ai roţii dinţate ce se controlează. Planitatea şi paralelismul suprafeţelor active ale palpatoarelor *1* şi *4* asigură contactul lor în punctele de pe normala comună a flancurilor dinţilor, care este tangentă la cercul de bază. Opritorul fix *5*, care poate fi reglat cu ajutorul şurubului *6*, serveşte la orientarea şi aşezarea aparatului pe roata dinţată. Reglarea pasmetrului se face fie cu ajutorul calelor plan-

Scanned with OKEN Scanner



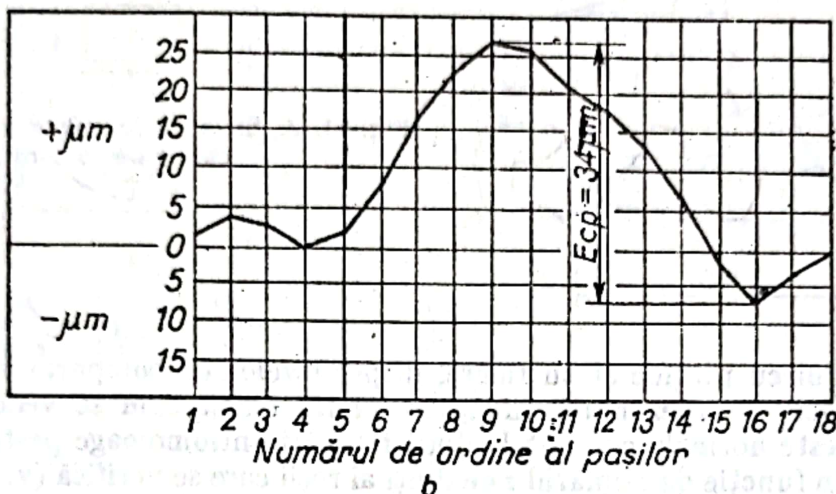


Fig. 11.9. Eroarea cumulată de pas ·
a — diagrama erorilor individuale; *b* — diagrama erorii cumulate.

paralele (la valoarea nominală a pasului de bază), fie după pasul de bază al unei perechi de dinţi succesivi oarecare.

Lungimea (cota) peste dinţi L_n se poate măsura cu ajutorul: şublerului de exterior (cu precizia de 0,02 mm), micrometrului obişnuit cu talere (fig. 11.11),

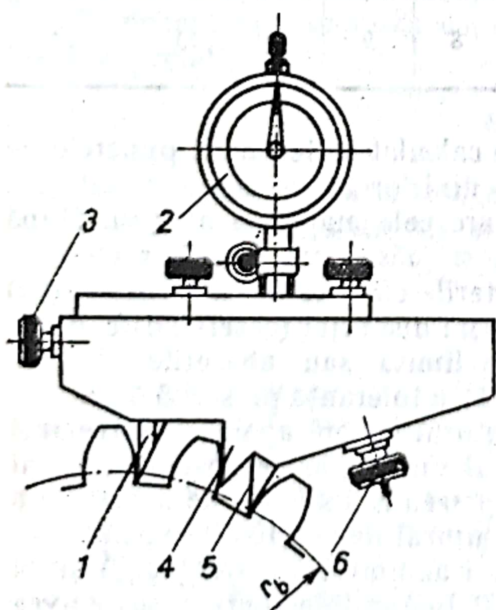


Fig. 11.10. Pasmetru portabil.

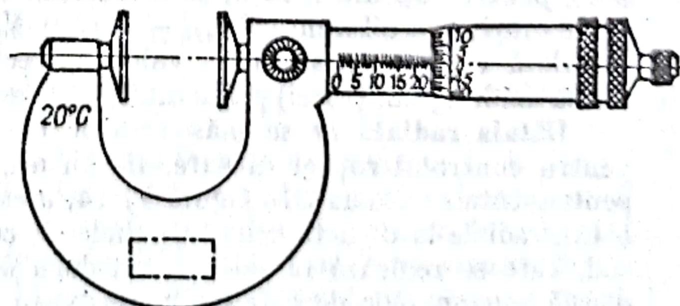


Fig. 11.11. Micrometru cu talere.

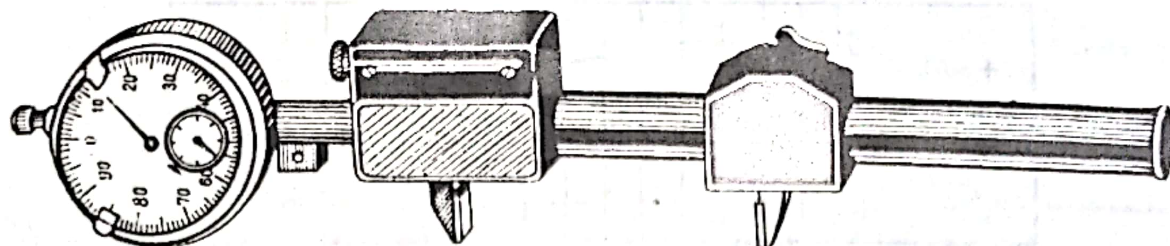


Fig. 11.12. Dispozitiv cu comparator pentru măsurarea lungimii (cotei) peste dinți.

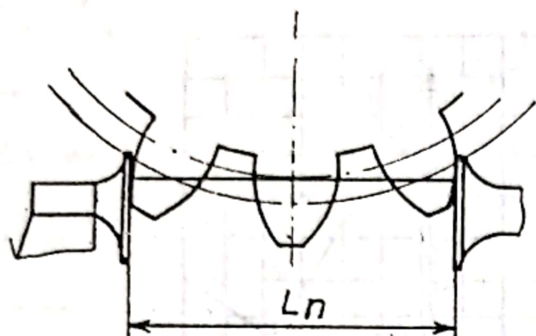


Fig. 11.13. Schema de măsurare a lungimii (cotei) peste dinți.

micrometrului cu pîrghie și cu talere, dispozitivelor cu comparator (fig. 11.12) etc., după schema prezentată în figura 11.13. După cum se vede, lungimea peste dinți este normala comună la două flancuri antiomoloage peste un număr n de dinți, în funcție de numărul z de dinți ai roții care se verifică (v. fig. 11.13 și tab. 11.10). Această normală comună este tangentă la cercul de bază. Numărul

Tabelul 11.10

Numărul n de dinți în funcție de numărul total z de dinți ai roții

z	12–18	19–27	28–36	37–45	46–54	55–63	64–72	73–81	82–90	91–99	100–110
n	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12

n de dinți peste care se măsoară cota Ln este calculat astfel, încît punctele de contact ale talerelor aparatului cu flancurile dinților să se găsească cît mai aproape de cercul de divizare, unde profilul are cele mai mici abateri. După determinarea valorii nominale a lungimii Ln și măsurarea valorilor efective Ln_{efi} pentru toți dinții roții, se calculează abaterile efective ale lungimii (cotei) peste dinți prin diferența $Ln_{efi} - Ln_{nom}$. Variația distanței (cotei) peste dinți, calculată ca diferența dintre valorile efective limită sau abaterile efective limită ale lungimii (cotei) peste dinți, se compară cu toleranța prescrisă TLn.

Bătaia radială br se măsoară fie cu ajutorul unor aparate universale pentru controlul roților dințate, fie cu ajutorul unor aparate speciale (numai pentru bătaia radială). În figura 11.14, *a* este prezentată schema de măsurare a bătăii radiale la o roată dințată cilindrică, cu ajutorul unui astfel de aparat special, care se reglează la zero cu un dorn de un anumit diametru (d_{dorn}) și cu o cală sau un bloc de cale cu dimensiunea L. Palpatorul de contact poate avea forme diferite. Măsurarea se face pe întregul contur al roții (pe toți dinții

Scanned with OKEN Scanner

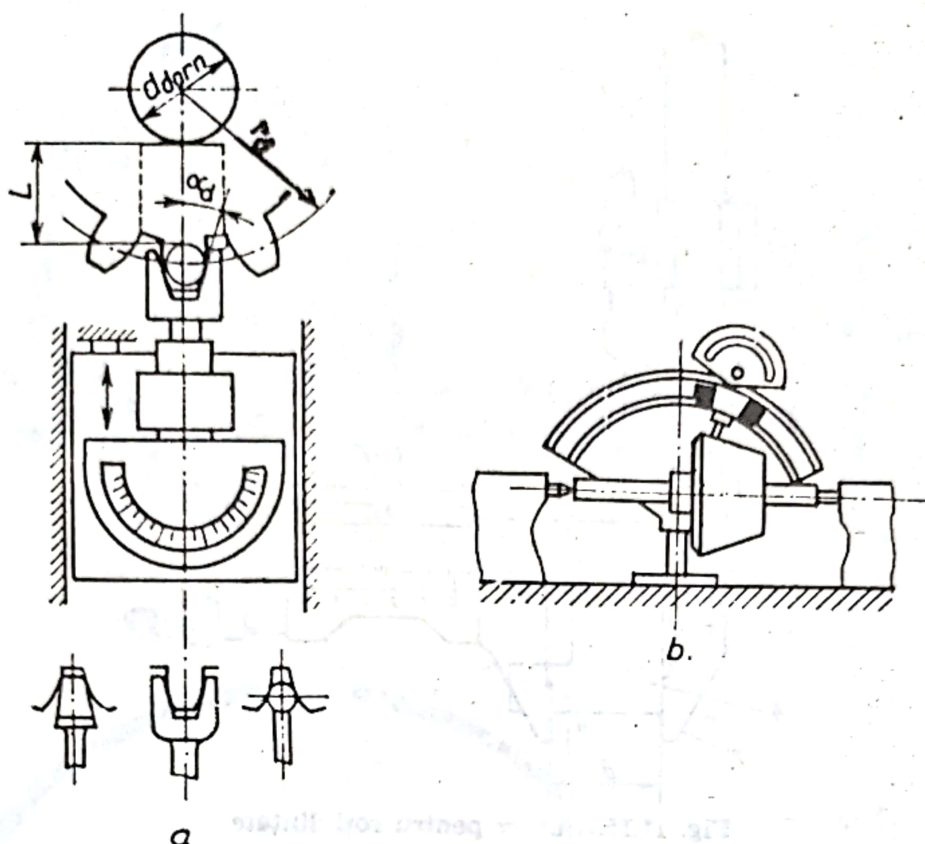


Fig. 11.14. Măsurarea bătăii radiale :
a — la roţi dinţate cilindrice; *b* — la roţi dinţate conice.

sau toate golurile dintre dinţi). Bătaia radială a roţii este egală cu diferenţa dintre indicaţiile limită ale comparatorului. În figura 11.14, *b* este dată schema de măsurare a bătăii radiale la o roată dinţată conică.

Deplasarea suplimentară a profilului dintelui x_s se poate măsura fie indirect, prin calcul pe baza măsurării lungimii (cotei) peste dinţi sau prin măsurarea grosimii dintelui, fie direct în raport cu axa roţii sau în raport cu cercul exterior.

În primul caz, abaterea deplasării suplimentare a profilului Ax_s se calculează cu relaţia :

$$Ax_s = \frac{VLn}{s \cdot \sin \alpha_d},$$

în care : VLn este variaţia distanţei (cotei) peste dinţi, în mm ;
α_d — unghiul de angrenare.

Pentru $\alpha_d = 20°$, se obţine :

$$Ax_s = 1{,}462\ VLn.$$

Grosimea dintelui se măsoară, în mod obişnuit, cu ajutorul şublerului pentru roţi dinţate sau al micrometrului optic.

Şublerul pentru roţi dinţate (fig. 11.15) este format din echerul *1* cu o riglă milimetrică verticală şi una orizontală şi terminat cu falca *7*, cursorul orizontal *2* cu vernier de 0,02 mm şi cu falca *8*, cursorul vertical *3* cu vernier de 0,02 mm şi cu limitatorul de înălţime *4*, cursoarele de reglare fină *5* şi şuruburile de blocare *6*. Ca bază de măsurare se foloseşte vîrful dintelui, pe care se aşază limitatorul de înălţime *4*. Înălţimea *A* a limitatorului (respectiv distanţa de la

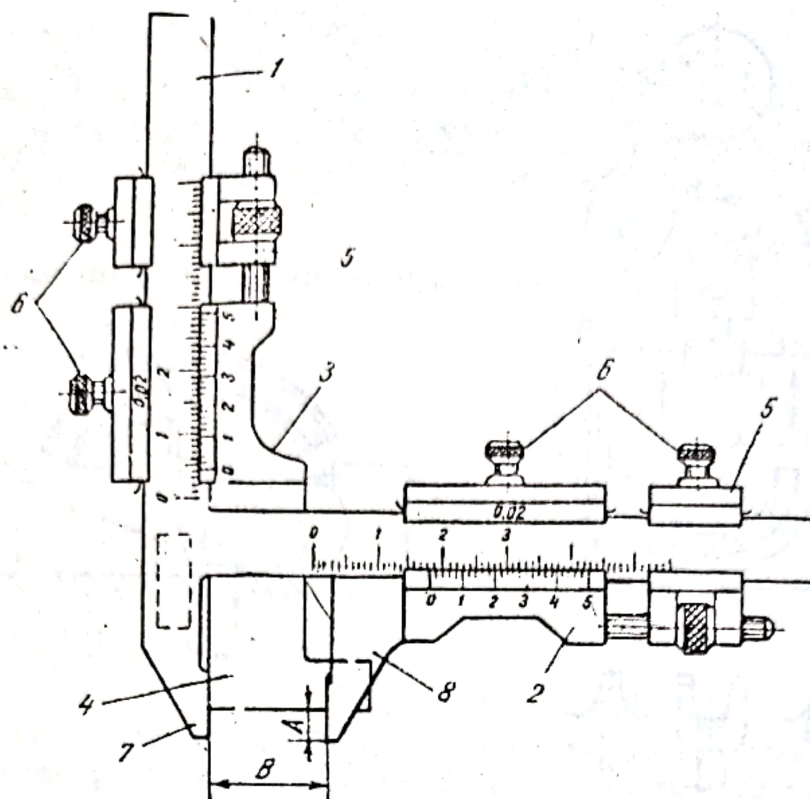


Fig. 11.15. Şubler pentru roţi dinţate.

suprafaţa inferioară a limitatorului la vîrfurile ciocurilor 7 şi 8), calculată în prealabil, se fixează pe rigla şi vernierul vertical 3. Dimensiunea B a corzii, respectiv grosimea dintelui pe coarda constantă se determină prin măsurare: aşezînd şublerul cu limitatorul pe vîrful dintelui şi realizînd contactul dintre ciocurile 7 şi 8 şi flancurile dintelui, măsurarea se execută pe toţi dinţii roţii de controlat.

Micrometrul optic (fig. 11.16, *a*) este construit şi funcţionează pe acelaşi principiu ca şi şublerul pentru roţi dinţate. Limitatorul de înălţime şi fălcile de măsurare au, în timpul controlului, poziţia prezentată în schema din figura 11.16, *b*. În ocularul sistemului optic al micrometrului se văd două scări gradate cu valoarea diviziunii de 0,02 mm (fig 11.16, c): o scară verticală pentru reglarea poziţiei limitatorului de înălţime şi o scară orizontală pe care se citeşte grosimea dintelui după realizarea contactului dintre fălci şi flancurile dintelui.

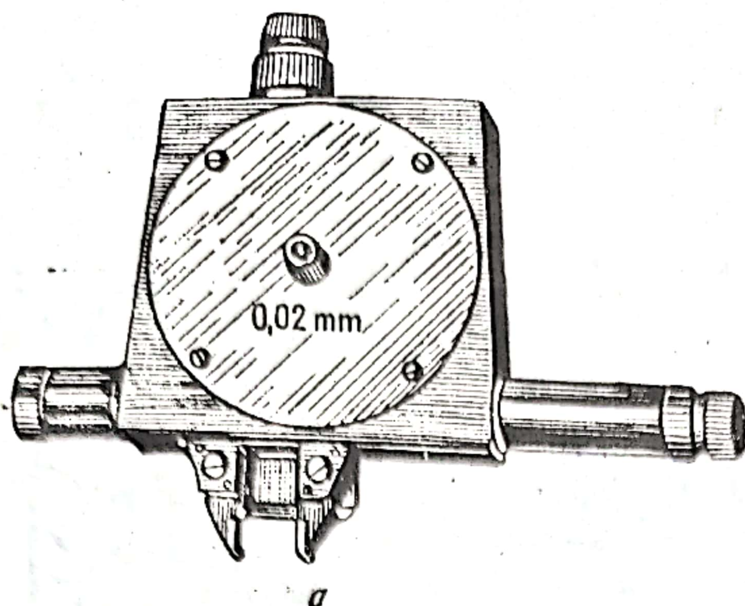
La măsurarea indirectă a deplasării suplimentare a profilului prin măsurarea grosimii dinţilor, între abaterea deplasării suplimentare a profilului Δx_s şi abaterea grosimii dintelui Δh există relaţia:

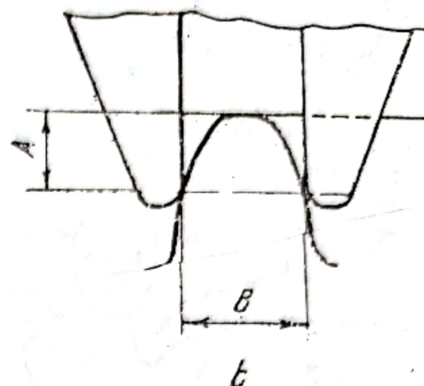
$$\Delta x_s = \Delta h \cdot 2 \operatorname{tg} \alpha_{d0}$$

iar pentru $\alpha_d = 20°$,

$$\Delta x_s = 0{,}73\ \Delta h.$$

Măsurarea deplasării suplimentare a profilului, folosind ca bază de măsurare axa roţii, se face (fig. 11.17) cu ajutorul unui comparator *1*, fixat într-un suport şi prevăzut cu palpatorul *2* în formă de prismă. Palpatorul se aduce în





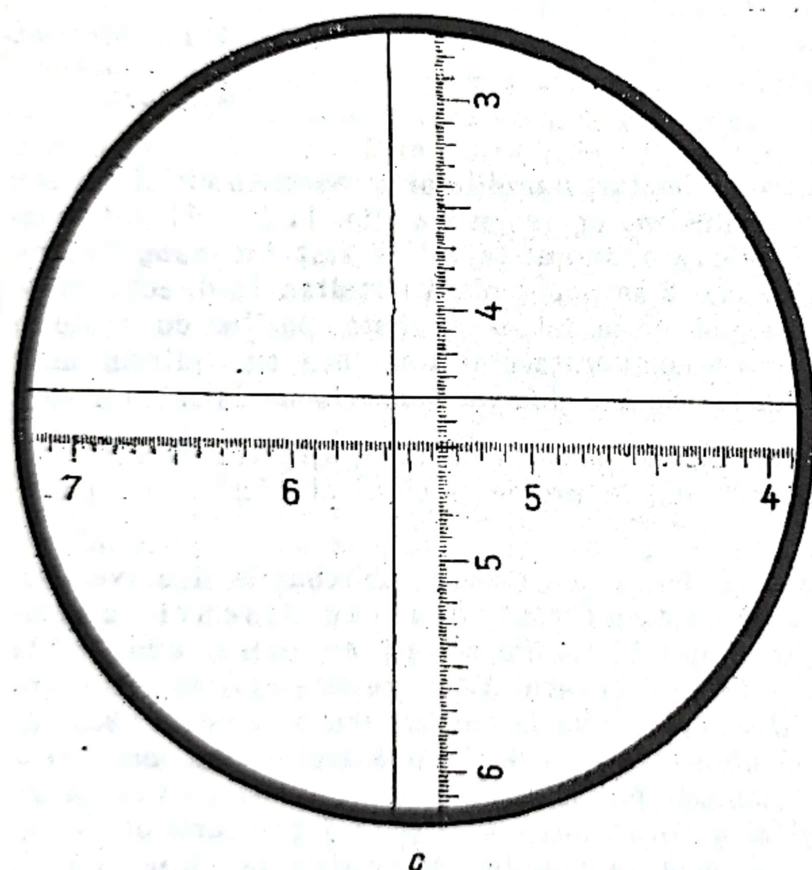


Fig. 11.16. Micrometru optic.

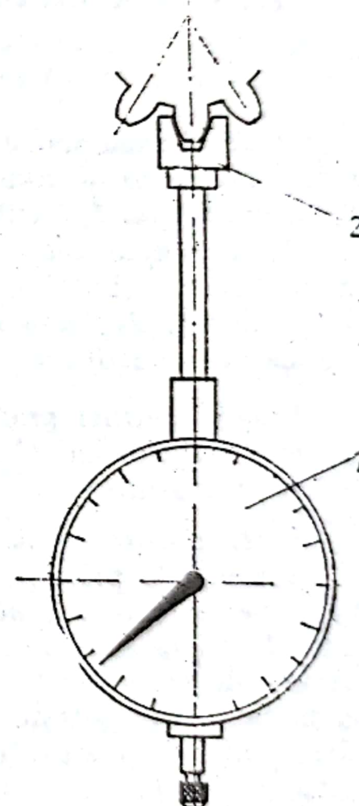


Fig. 11.17. Măsurarea deplasării suplimentare a profilului.

contact cu cîte un dinte al roţii (aceasta fiind montată pe un dorn şi centrată între vîrfuri) şi pe cadranul comparatorului se citesc abaterile. Aparatul se reglează la zero cu ajutorul unei roţi etalon avînd profilul nedeplasat sau cu ajutorul unei role speciale.

Scanned with OKEN Scanner

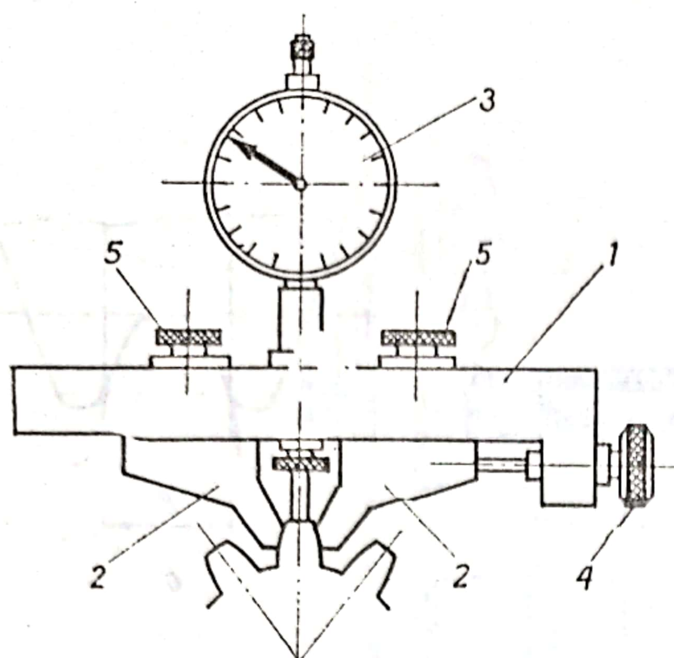


Fig. 11.18. Aparat tangențial.

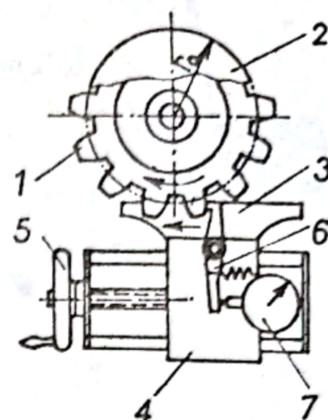


Fig. 11.19. Evolventmetru cu discuri schimbabile.

Determinarea deplasării suplimentare a profilului în raport cu vîrful dintelui se face cu ajutorul așa-numitului *aparat tangențial* (fig. 11.18). El este constituit din corpul *1*, fălcile *2* (ale căror suprafețe active sînt înclinate, fiecare, cu 20°) și comparatorul *3*. Fălcile *2* se pot deplasa simultan în direcții opuse cu ajutorul șurubului *4* și se pot bloca într-o anumită poziție cu ajutorul șuruburilor *5*. Reglarea la zero a comparatorului *3* se face cu ajutorul unor role speciale, cu diferite diametre pentru diferite game de module.

Eroarea formei profilului *Efp* se poate controla cu ajutorul evolventmetrelor, al șabloanelor, al proiectorului de profile și chiar al microscopului universal de măsurare.

Evolventmetrele sînt de două feluri: cu discuri schimbabile și universale.

Schema de principiu a e v o l v e n t m e t r u l u i c u d i s c u r i s c h i m b a b i l e este prezentată în figura 11.19. Pe același ax (dorn) sînt fixate roata *1* care se controlează și discul *2* al cărui diametru este egal cu diametrul cercului de bază al roții *1*. Discul *2* se află în contact (cu o oarecare apăsare) cu masa *3* și se rotește fără alunecare prin deplasarea rectilinie a mesei și a căruciorului *4*. Acesta din urmă este pus în mișcare prin acționare cu roata de mînă, *5*. Un capăt al pîrghiei cu brațe neegale *6* (fixată prin articulație pe căruciorul *4*) face contact cu flancul unui dinte, iar celălalt capăt se află în contact cu palpatorul comparatorului *7*. Prin deplasarea liniară a căruciorului *4* cu masa *3* și, în același timp, rotirea discului *2*, respectiv a roții *1*, contactul dintre capătul pîrghiei *6* și flancul dintelui se deplasează de la piciorul spre capătul dintelui sau invers. Abaterile în profilul dintelui sînt transmise de pîrghia *6* la comparatorul *7*. Aparatul poate fi prevăzut și cu un mecanism de înregistrare, care descrie pe o bandă curba reprezentînd profilul la scară mărită. Utilizarea evolventmetrului cu discuri schimbabile este convenabilă, din motive ușor de înțeles, numai în producția de serie.

Scanned with OKEN Scanner

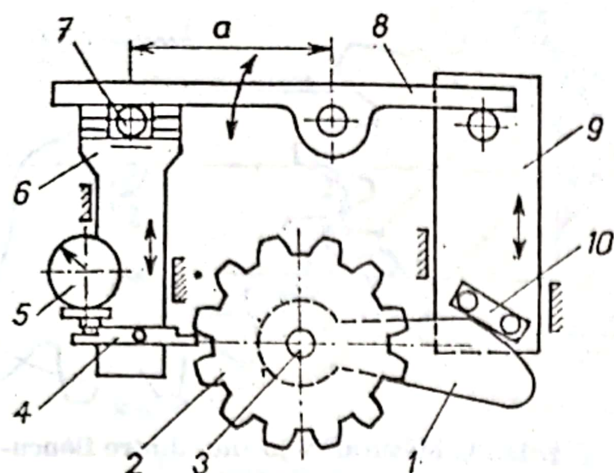


Fig. 11.20. Evolventmetru universal cu camă și pîrghie.

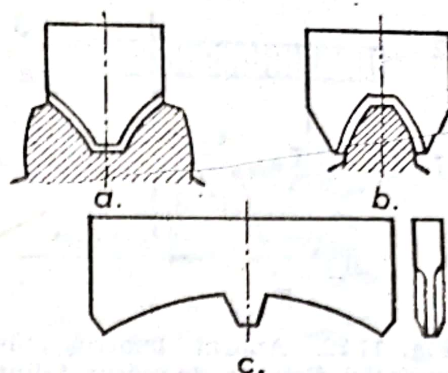


Fig. 11.21. Șabloane de formă.

E v o l v e n t m e t r e l e u n i v e r s a l e pot fi, din punct de vedere constructiv și al principiului de funcționare, de mai multe tipuri: cu disc și pîrghie, cu disc și pană, cu camă și pîrghie.

În figura 11.20 este prezentată schema evolventmetrului universal cu camă și pîrghie. Roata care se verifică *2* și cama *1* sînt fixate pe același ax *3* și se pot roti simultan. Prin rotire, cama *1* apasă asupra plăcuței *10* și imprimă culisei *9* o mișcare rectilinie proporțională cu unghiul de rotație al axului *3* și roții *2*. Mișcarea se transmite mai departe, prin pîrghia cu brațe neegale *8*, la căruciorul *6*, pe care se află pîrghia oscilantă *4* și comparatorul *5*. Prin contactul cu flancul dintelui de la bază spre vîrf (sau invers), pîrghia *4* transmite abaterile profilului la comparatorul *5*. Poziția căruciorului *6* se reglează, în prealabil (prin deplasarea pe rola *7* spre sau dinspre axul *3*), la o distanță *a* de centrul de rotație al pîrghiei *8*, prin care viteza de deplasare a lui este egală cu viteza de rotație a cercului de bază al roții *2*.

Șabloanele de formă, cu ajutorul cărora se poate face o verificare rapidă și comodă, se folosesc în producția de serie mare și de masă și se execută, de obicei, din tablă de oțel. În funcție de condiții și de necesități, cu șabloanele se verifică profilul integral al golului dintre dinți (fig. 11.21, *a*), profilul integral al dintelui (fig. 11.21, *b*) sau numai profilul unui flanc (dreapta și stînga) al dintelui (fig. 11.21, *c*). Întrucît nu permit decît o apreciere aproximativă a formei profilului, șabloanele se folosesc mai mult la verificarea roților dințate cu module mari și de precizie nu prea înaltă.

Controlul profilului dinților cu ajutorul *proiectorului de profile* se face, de regulă, numai pentru roțile cu modul mic. Roata de verificat se așază pe masa aparatului și poziția ei se reglează prin deplasarea și rotirea mesei în plan orizontal, pînă cînd imaginea proiectată a conturului roții se suprapune cu profilul teoretic desenat la scară (după caz, 10 : 1 sau 20 : 1) pe o foaie de calc. Abaterile profilului se determină pe baza citirii indicațiilor micrometrelor de deplasare a mesei sau chiar prin măsurarea, direct pe ecran, a necoincidenței profilurilor și împărțirea valorii respective la scara de mărire.

În cazul utilizării microscopului universal, se măsoară coordonatele mai multor puncte de pe flancul dintelui și pe baza acestora se desenează, la o scară mărită (după caz, 2 : 1 sau 5 : 1), profilul real al flancului. Pe același desen se trasează evolventele teoretice care încadrează profilul real, apoi,

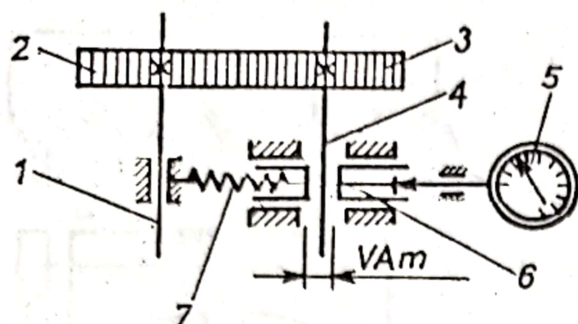


Fig. 11.22. Aparat pentru măsurarea variației distanței de măsurat dintre axe.

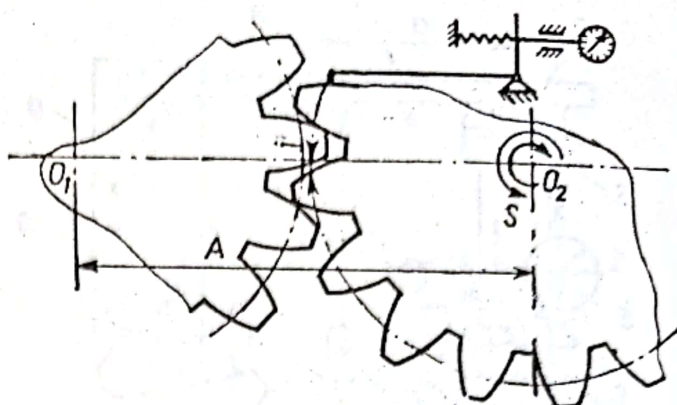


Fig. 11.23. Măsurarea jocului dintre flancurile dinților.

prin măsurarea (pe normală) a distanței dintre cele două evolvente, se determină valoarea erorii formei profilului.

Variația distanței de măsurat dintre axe *VAm* se poate afla cu ajutorul aparatului prezentat schematic în figura 11.22. Pe axul *1* se montează roata care se verifică *2*, iar pe axul *4*, montat în culisa deplasabilă *6*, se fixează roata etalon *3*. Arcul *7* trage culisa *6* spre axul *1*, în scopul asigurării angrenării fără joc între roțile *2* și *3*. Variația distanței dintre axe, la o rotație completă a roții care se verifică, se transmite la comparatorul *5*. Aparatele moderne sînt prevăzute și cu mecanisme de înregistrare amplificată, care dau automat graficul variației distanței de măsurat dintre axe.

Jocul dintre flancurile neactive *j* se poate măsura conform schemei din figura 11.23. Roțile pereche se montează și angrenează în condiții apropiate celor din exploatare. Un palpator articulat sau chiar direct palpatorul unui comparator se aduce în contact cu flancul dintelui unei roți, iar cealaltă roată se blochează. Primei roți i se imprimă o mișcare de rotație într-un sens și în celălalt. Diferența dintre indicațiile limită ale comparatorului reprezintă jocul dintre flancurile a doi dinți. Operația se repetă la toți dinții pentru a determina j_{max} și j_{min}.

Pasul axial al melcilor se poate măsura cu ajutorul aparatului prezentat în figura 11.24. Melcul de măsurat *1* se prinde între vîrfuri și rămîne în poziție fixă. Instalația de măsurare, formată din pîrghia-palpator *3* și comparatorul *5*, este montată pe căruciorul *2*, care se poate deplasa transversal și longitudinal pe ghidajele aparatului. Pentru efectuarea măsurării, capătul pîrghiei *3* se aduce în contact cu flancul spirei melcului, aproximativ la jumătatea înălți-

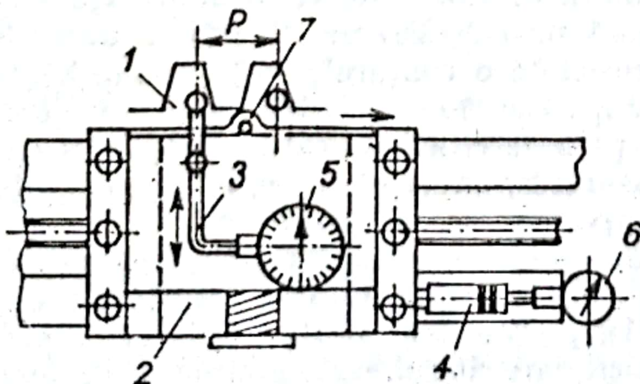


Fig. 11.24. Aparat pentru măsurarea pasului axial al melcilor.

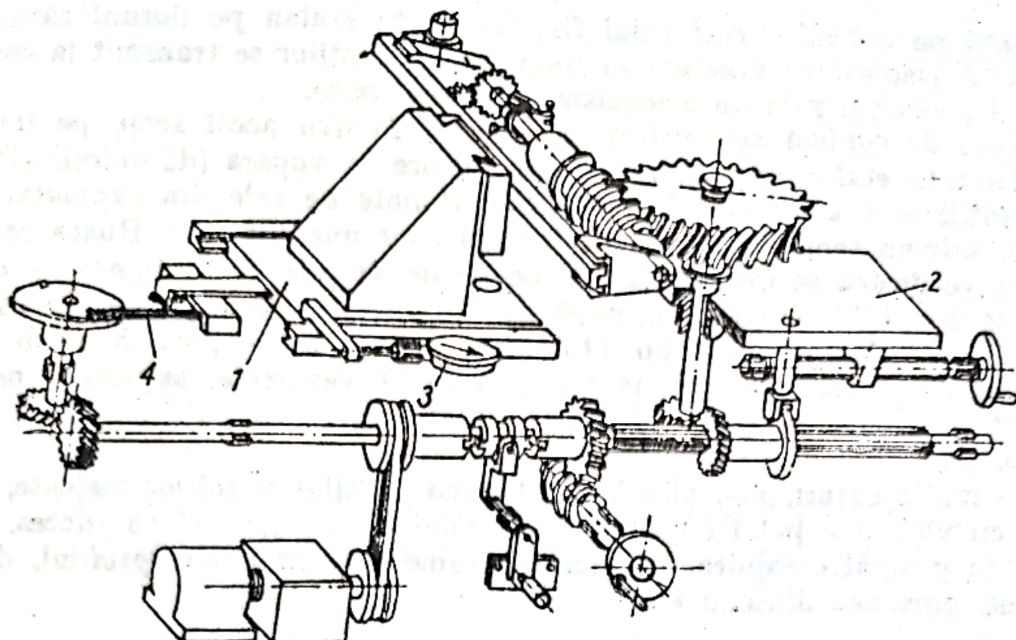


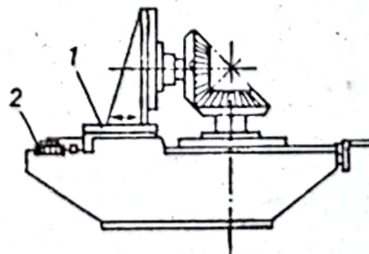
Fig. 11.25. Aparat pentru verificarea complexă a elementelor angrenajului melc-roată melcată.

mii acesteia, după care comparatoarele *5* şi *6*, se reglează la zero. Urmează deplasarea transversală de ieşire a căruciorului *2*, apoi deplasarea longitudinală pe distanţa de unul sau mai mulţi paşi, stabilită cu ajutorul blocului de cale plan-paralele *4*. Printr-o deplasare transversală de revenire (limitată de opritorul *7*), capătul palpator al pîrghiei *3* se aduce în contact cu flancul corespunzător al spirei şi pe cadranul comparatorului *5* se citeşte abaterea (în plus sau în minus) pentru numărul respectiv de paşi.

Verificarea complexă se poate face cu ajutorul aparatului prezentat mai înainte în figura 11.22 — pentru roţi dinţate cilindrice sau cu ajutorul aparatului prezentat în figura 11.25 — pentru melci şi roţi melcate. La acestea din urmă, melcul se fixează în suportul căruciorului mobil *1*, iar roata melcată se montează pe dornul căruciorului fix *2*. Una din cele două piese în angrenare se verifică, iar cealaltă constituie piesa pereche etalon. Deplasările căruciorului mobil *1* în timpul rotirii pieselor din angrenajul supus verificării se transmit la comparatorul *3* şi la mecanismul de înregistrare *4*. De menţionat că acest aparat poate fi folosit şi pentru verificarea complexă a roţilor dinţate cilindrice şi conice, fiind prevăzut, în acest scop, cu o serie de accesorii (suporturi) suplimentare.

În figura 11.26 este prezentat un aparat pentru verificarea complexă a roţilor conice, care lucrează pe acelaşi principiu. Roata care se verifică este

Fig. 11.26. Aparat pentru verificarea complexă a roţilor dinţate conice.



Scanned with OKEN Scanner

montată pe dornul căruciorului fix, iar roata etalon pe dornul căruciorului mobil *1*. Deplasările acestuia în timpul rotirii roţilor se transmit la comparatorul *2* (eventual şi la un mecanism de înregistrare).

Pata de contact se verifică cu vopsea. Pentru acest scop, pe flancurile dinţilor roţii etalon se aplică un strat subţire de vopsea (de obicei, albastră), apoi roţile sînt angrenate în condiţii apropiate de cele din exploatare şi se rotesc, într-un sens şi în celălalt, frînînd uşor una din roţi. Roata care este supusă verificării se demontează şi petele de vopsea de pe flancurile dinţilor se copiază pe o hîrtie de filtru, după care se stabilesc, în procente, dimensiunile lor (v. tab. 11.2 — poz. 11, tab. 11.5—poz. 9, tab. 11.7 — poz. 18 şi tab. 11.8—poz. 5). În funcţie de precizia roţilor dinţate verificate, suprafaţa petei de contact trebuie să constituie între 50 şi 75% din suprafaţa nominală a flancului dintelui.

În multe cazuri, mai ales la verificarea melcilor şi roţilor melcate, verificarea cu vopsea a petei (suprafeţei) de contact înlocuieşte, cu succes, măsurarea, în general complicată, a unor parametri, cum ar fi : profilul, direcţia dintelui, grosimea dintelui etc.

12

TOLERANȚELE, AJUSTAJELE ȘI CONTROLUL ASAMBLĂRILOR CU PENE ȘI CANELURI

Asamblările cu pene și asamblările cu caneluri servesc la fixarea pe arbori a diferitelor tipuri de piese ca: roți dințate, roți de curea, volanți, manete etc., în scopul transmiterii de momente de răsucire sau de rotație mai mici (în cazul asamblărilor cu pene) ori mai mari (în cazul asamblărilor cu caneluri), precum și în scopul asigurării unei centrări precise (la asamblările cu caneluri).

12.1. TOLERANȚELE ȘI AJUSTAJELE ASAMBLĂRILOR CU PENE

Dintre tipurile de pene standardizate, cel mai des folosite sînt penele paralele și penele disc care au doar rolul de a antrena și de a transmite mișcarea de la butuc la arbore sau invers.

În figura 12.1 este prezentată o asamblare butuc—pană paralelă—arbore, iar în figura 12.2 este prezentată o asamblare butuc—pană disc—arbore. În ambele figuri sînt indicate și principalele elemente dimensionale. După cum se poate vedea, dimensiunile t_1 (adîncimea canelului de pană din arbore) și t_2 (adîncimea canelului de pană din butuc) trebuie să depășească împreună înălți-

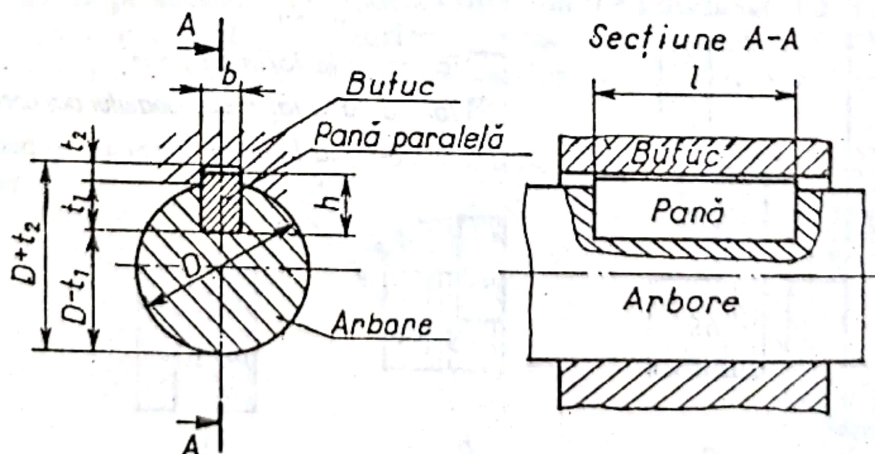


Fig. 12.1. Asamblare butuc-pană paralelă-arbore.

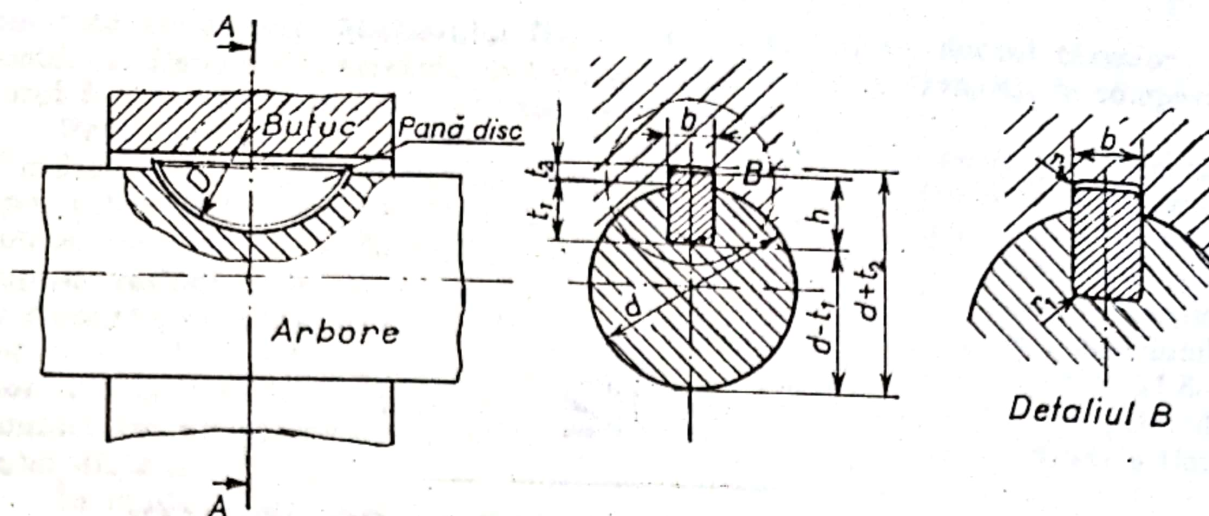


Fig. 12.2. Asamblare butuc-pană disc-arbore.

mea penei *h*, respectiv trebuie să asigure jocul dintre pană şi fundul canalului de pană din butuc, pentru a nu influenţa negativ centrarea butucului pe arbore.

Caracterul asamblărilor cu pene este determinat de condiţiile funcţionale şi de ajustajele suprafeţelor laterale ale penei şi canalelor de pană, respectiv la lăţimea *b*.

Pentru asamblările butuc — pană paralelă — arbore sînt prevăzute următoarele ajustaje pe lăţimea *b* (STAS 1004-71 şi 1005-71):

— ajustaj liber, D10 pentru canalul de pană din butuc, H9 pentru canalul de pană din arbore şi h9 pentru pană (fig. 12.3, *a*);

— ajustaj normal, J_s9 pentru canalul de pană din butuc, N9 pentru canalul de pană din arbore şi *h*9 pentru pană (fig. 12.3, *b*);

— ajustaj presat, P9 pentru canalele de pană din butuc şi arbore şi h9 pentru pană (fig. 12.3, *c*).

Pentru asamblările butuc — pană disc — arbore sînt prevăzute următoarele ajustaje (STAS 1012-77):

— ajustaj intermediar, butuc J_s9, arbore N9 şi pană h9;

— ajustaj cu strîngere, butuc P9, arbore P9 şi pană h9.

Ajustajul liber se prescrie pentru asamblări uşoare şi mobile (butucul se poate deplasa axial pe arbore — cazul roţilor baladoare), ajustajul normal

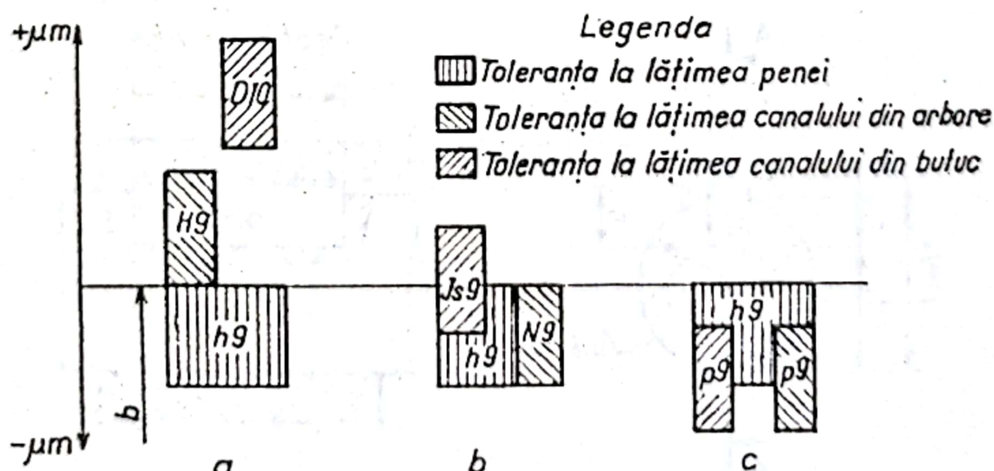


Fig. 12.3. Ajustaje pentru asamblările butuc-pană paralelă-arbore.

sau ajustajul intermediar — pentru asamblări ușoare și fixe, iar ajustajul presat sau cu strîngere — pentru asamblări fixe cu solicitări mari.

De reținut că, atît la penele paralele, cît și la penele disc, denumirea de *ajustaj presat* respectiv *ajustaj cu strîngere* este improprie, întrucît, așa cum rezultă din valorile abaterilor limită standardizate ale butucului și arborelui P9 și ale penei h9 (v. fig. 12.3, *c*), în realitate este vorba de *ajustaj intermediar* cu strîngeri probabile mari și jocuri probabile relativ mici.

12.2. TOLERANȚELE ȘI AJUSTAJELE ASAMBLĂRILOR CU CANELURI

Asamblările cu caneluri asigură transmiterea unor momente de răsucire și de rotație mai mari decît în cazul asamblărilor cu pene, permițînd, în același timp, deplasarea mai mult sau mai puțin frecventă a butucului pe arbore (de exemplu, la cutiile de viteze, la cutiile de avansuri etc.).

După forma în secțiune transversală se deosebesc:

— caneluri de formă dreptunghiulară (fig. 12.4);
— caneluri cu flancurile în evolventă (fig. 12.8 și 12.10);
— caneluri de formă triunghiulară (fig. 12.11);
— caneluri de formă trapezoidală.

Ultimul tip de caneluri nu se mai utilizează și nici nu este standardizat; ca urmare, nu va fi tratat în acest capitol.

12.2.1. CANELURI DREPTUNGHIULARE

Principalii parametri dimensionali ai asamblărilor cu caneluri dreptunghiulare sînt (fig. 12.4):

— diametrul *D* al suprafeței cilindrice exterioare;
— diametrul *d* al suprafeței cilindrice interioare;
— lățimea *b* a dintelui la arbore și a canalului la butuc.

După felul centrării, asamblările cu caneluri dreptunghiulare se clasifică astfel:

— cu centrare pe suprafața cilindrică interioară cu diametrul *d* (fig. 12.4, *a*);
— cu centrare pe suprafața cilindrică exterioară cu diametrul *D* (fig. 12.4, *b*);
— cu centrare laterală, pe flancurile canelurilor cu lățimea *b* (fig. 12.4, *c*).

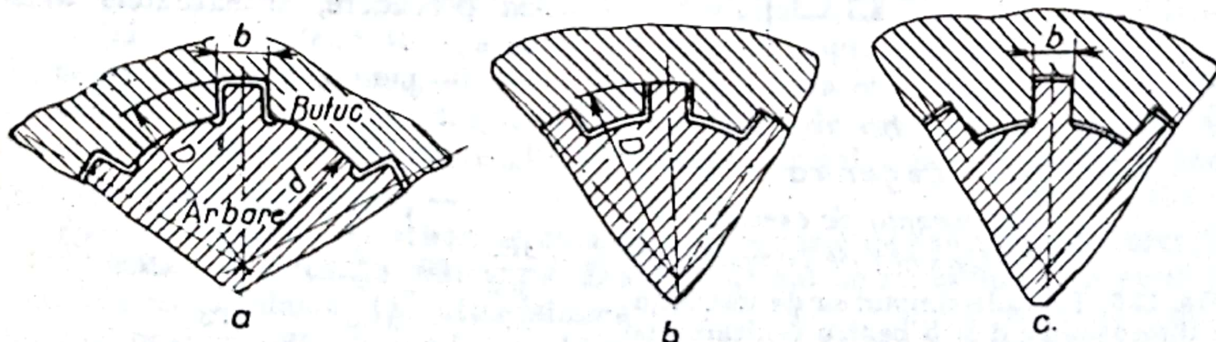


Fig. 12.4. Caneluri de formă dreptunghiulară.

Scanned with OKEN Scanner

Felul centrării se alege corespunzător condiţiilor funcţionale (caracterul şi mărimea solicitărilor, frecvenţa deplasărilor axiale ale butucului etc.) şi condiţiilor tehnologice de prelucrare. Astfel, în cazul transmiterii unor momente relativ mici, arborii şi butucii au un număr mic de caneluri şi centrarea se poate face pe suprafaţa interioară cu diametrul *d*. În cazul transmiterii unor momente mari, arborii şi butucii au cel puţin opt caneluri şi centrarea se face, în condiţii mai bune, pe suprafaţa exterioară cu diametrul *D* sau pe suprafeţele laterale la lăţimea *b*.

Toleranţele şi ajustajele asamblărilor cu caneluri cu profil dreptunghiular se stabilesc în funcţie de destinaţia şi de felul de centrare ales. Pentru centrările pe suprafaţa cilindrică interioară şi pe suprafaţa cilindrică exterioară sînt prevăzute două feluri de ajustaje: fixe şi mobile. Ajustajele fixe sînt, în realitate, ajustaje intermediare, iar cele mobile sînt ajustaje cu joc. Pentru centrarea pe suprafeţele laterale ale canelurilor sînt prevăzute numai ajustaje mobile (cu joc). La suprafeţele pe care nu se face centrarea, ajustajul este cu joc, cu atît mai mare, cu cît lungimea asamblării este mai mare. De remarcat că, la centrarea pe suprafaţa interioară cu diametrul *d* şi la centrarea exterioară cu diametrul *D*, se prevăd şi ajustaje pentru suprafeţele laterale cu lăţimea *b*.

În figura 12.5, *a* sînt prezentate grafic poziţiile cîmpurilor de toleranţă pentru centrarea interioară cu diametrul *d* cu valori nominale de la 10 la 280 mm (simboluri cu litere mari pentru butuc şi simboluri cu litere mici pentru arbori), iar în figura 12.5, *b* sînt date poziţiile cîmpurilor de toleranţă pentru lăţimea *b* a canelurilor. Dintre toate combinaţiile standardizate (şi posibile) se recomandă, cu precădere, următoarele:

— pentru asamblări fixe

$$\frac{JE2}{td2} \text{ cu } \frac{C1}{ca2};$$

— pentru asamblări mobile

$$\frac{JE2}{jc2} \text{ cu } \frac{C1}{cc2} \text{ şi } \frac{JE2}{jb2} \text{ cu } \frac{C1}{cc3}.$$

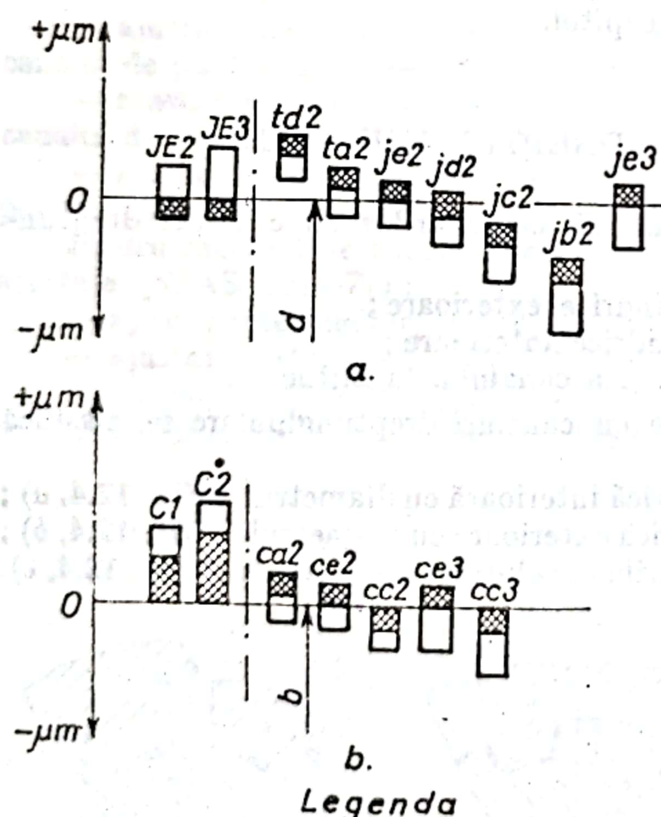


Fig. 12.5. Poziţiile cîmpurilor de toleranţă la dimensiunile *d* şi *b* pentru centrarea pe suprafeţele cilindrice interioare.

În figura 12.6, *a* sînt prezentate poziţiile cîmpurilor de toleranţă pentru centrarea pe suprafaţa exterioară cu diametrul *D*, cu valori nominale de la 10 la 300 mm, iar în figura 12.6, *b* sînt date poziţiile cîmpurilor de toleranţă pentru lăţimea canelurilor *b*. Dintre toate combinaţiile posibile, se recomandă a se folosi, cu precădere, următoarele ajustaje:

— pentru asamblări fixe

$$\frac{JE2}{td2} \text{ cu } \frac{C3}{ca2};$$

— pentru asamblări mobile,

$$\frac{JE2}{jc2} \text{ cu } \frac{C3}{cc2}; \quad \frac{JE2}{jc2} \text{ cu } \frac{C3}{cc3};$$

$$\frac{JE2}{jb2} \text{ cu } \frac{C3}{cc3}.$$

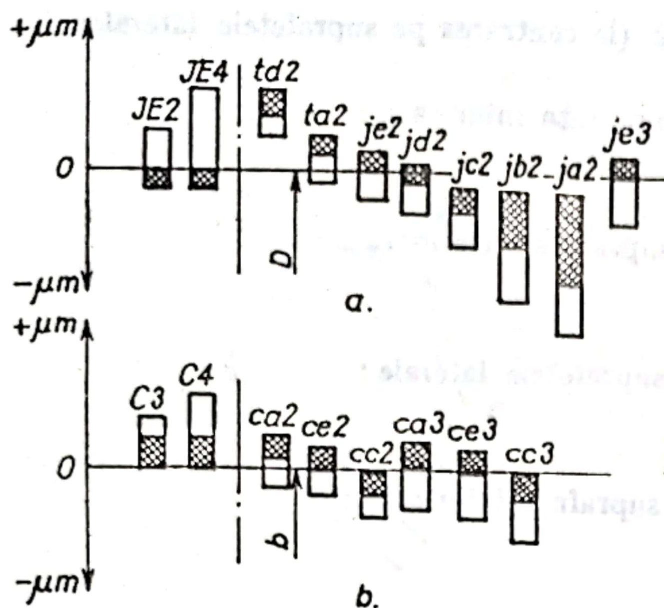


Fig. 12.6. Pozițiile cîmpurilor de toleranță la dimensiunile *D* și *b* pentru centrarea pe suprafețele cilindrice exterioare.

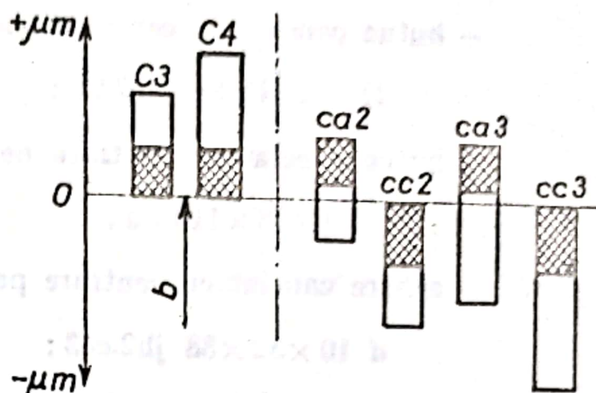


Fig. 12.7. Pozițiile cîmpurilor de toleranță la dimensiunea *b* pentru centrarea pe suprafețele laterale ale canelurilor.

În figura 12.7 sînt prezentate pozițiile cîmpurilor de toleranță pentru centrarea pe suprafețele laterale ale canelurilor la dimensiunea *b* (butuc și arbore), cu diametre nominale *d* pînă la 120 mm. Ajustajele mobile recomandate a fi folosite cu precădere sînt :

$$\frac{C3}{ca2} \quad \text{și} \quad \frac{C3}{cc2}.$$

În cazul centrării pe suprafața interioară și pe suprafețele laterale, la diametrul *D* se prevăd cîmpurile de toleranță JC7 (ISO — aproximativ C12, 13) — pentru butuc și jc6 (ISO — aproximativ C11) — pentru arbore.

În cazul centrării pe suprafața exterioară și pe suprafețele laterale, la diametrul *d* se prevede cîmpul de toleranță JE7 (ISO — aproximativ H12, 13) — pentru butuc și abaterea complexă — pentru arbore.

Pentru dimensiunile suprafețelor de centrare (*d*, *D* și *b*), ca și pentru dimensiunile suprafețelor pe care nu se face centrarea, sînt prevăzute toleranțe de execuție (obișnuite) și toleranțe de complexitate. Toleranțele de complexitate au ca scop compensarea unor abateri neprevăzute în standarde (abaterile pasului canelurilor, abaterile de profil, abateri de coaxialitate, abateri de paralelism etc.) și care nu se controlează individual (diferențiat). Prescrierea toleranței de complexitate ușurează prelucrarea suprafețelor cu caneluri și obținerea preciziei necesare, deoarece toleranța totală este egală cu suma toleranțelor de execuție și de complexitate. Abaterile de complexitate se verifică cu ajutorul calibrelor complexe „trece" (tampon canelat pentru butuc și inel canelat pentru arbore).

Notarea butucilor și arborilor canelați pe desenele de execuție este formată din simbolul suprafeței de centrare *d*, *D* sau *b*, urmat de numărul de caneluri × dimensiunea nominală *d* × dimensiunea nominală *D*, după care se scrie simbolul poziției cîmpului de toleranță pentru *d* sau *D* și *b* sau numai simbolul

Scanned with OKEN Scanner

poziției cîmpului de toleranță pentru b (la centrarea pe suprafețele laterale); de exemplu:

— butuc canelat cu centrare pe suprafața interioară:

$d\ 10 \times 32 \times 38$ JE2.C1;

— butuc canelat cu centrare pe suprafața exterioară:

$D\ 8 \times 28 \times 34$ JE2.C3;

— butuc canelat cu centrare pe suprafețele laterale:

$b\ 20 \times 98 \times 110$ C3;

— arbore canelat cu centrare pe suprafața interioară:

$d\ 10 \times 32 \times 38$ jb2.cc3;

— arbore canelat cu centrare pe suprafața exterioară:

$D\ 8 \times 28 \times 34$ jc2.cc3;

— arbore canelat cu centrare pe suprafețele laterale:

$b\ 20 \times 98 \times 110$ cc2.

Notarea asamblărilor cu butuci și arbori canelați pe desenele de asamblu se face, de exemplu, astfel:

— în cazul centrării pe suprafața interioară:

$$d\ 10 \times 32 \times 38\ \frac{\mathrm{JE2}}{\mathrm{jb2}} \cdot \frac{\mathrm{C1}}{\mathrm{cc3}};$$

— în cazul centrării pe suprafața exterioară:

$$D\ 8 \times 28 \times 34\ \frac{\mathrm{JE2}}{\mathrm{jc2}} \cdot \frac{\mathrm{C3}}{\mathrm{cc3}};$$

— în cazul centrării pe suprafețele laterale:

$$b\ 20 \times 98 \times 110\ \frac{\mathrm{C3}}{\mathrm{ce2}}.$$

12.2.2. CANELURI ÎN EVOLVENTĂ

Asamblările cu caneluri în formă de evolventă prezintă, în comparație cu celelalte tipuri de caneluri, o serie de avantaje: distribuție mai uniformă a sarcinii pe dinte, prelucrare mai economică și precizie mai înaltă.

Toleranțele și ajustajele asamblărilor cu caneluri în evolventă s-au standardizat și se aleg în funcție de modul de centrare. Centrarea se face fie pe flancurile canelurilor (notată cu *CEF*), fie (mai rar) pe suprafața exterioară (notată cu *CED*) respectiv pe diametrul maxim al asamblării (diametrul de fund al butucului).

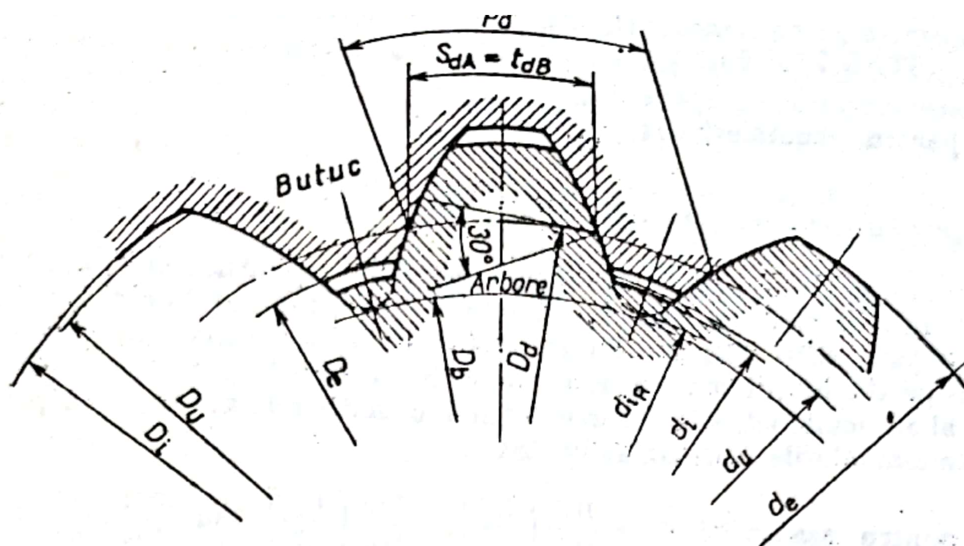


Fig. 12.8. Asamblare cu caneluri în evolventă, cu centrare pe flancurile canelurilor (*CEF*).

În figura 12.8 este prezentată asamblarea cu caneluri în evolventă, cu centrarea pe flancurile canelurilor *CEF* (conf. STAS 6858-63), iar în figura 12.9 sînt prezentate grafic pozițiile cîmpurilor de toleranță la grosimea canelurii și la lărgimea golului. S-au stabilit trei abateri limită pentru grosimea pe arc a canelurilor arborelui, respectiv pentru lărgimea pe arc a golurilor din butuc: abaterea superioară, abaterea inferioară și abaterea de complexitate.

Poziția cîmpurilor de toleranță se simbolizează cu litere mari pentru butuc și cu litere mici pentru arbori; simbolul este compus din litera *E*, respectiv *e* (de la evolventă) și dintr-o literă care arată poziția toleranței față de linia zero. În ce privește mărimea toleranțelor, ele pot fi de clasele de precizie 4...7, pentru butuc și 4...6 pentru arborele canelat.

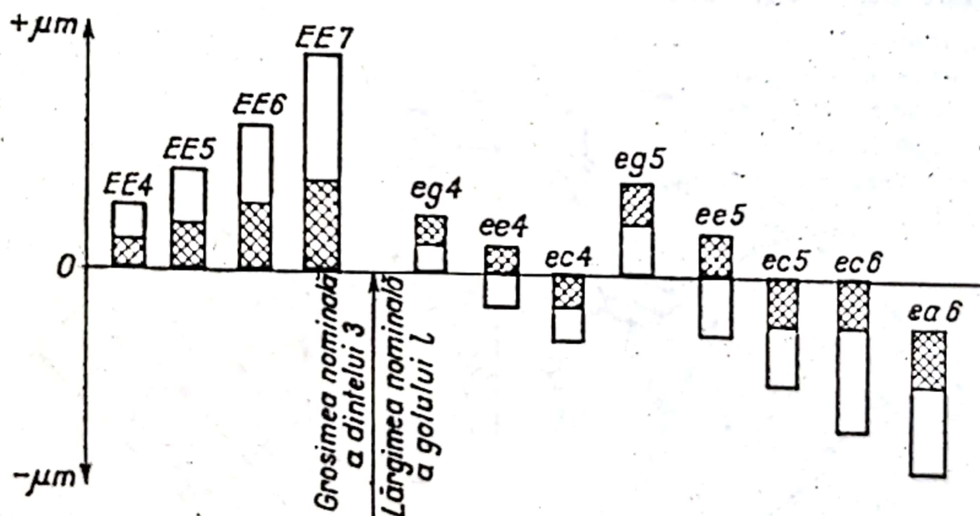


Fig. 12.9. Pozițiile cîmpurilor de toleranță la grosimea dinților (canelurilor) și la lărgimea golului.

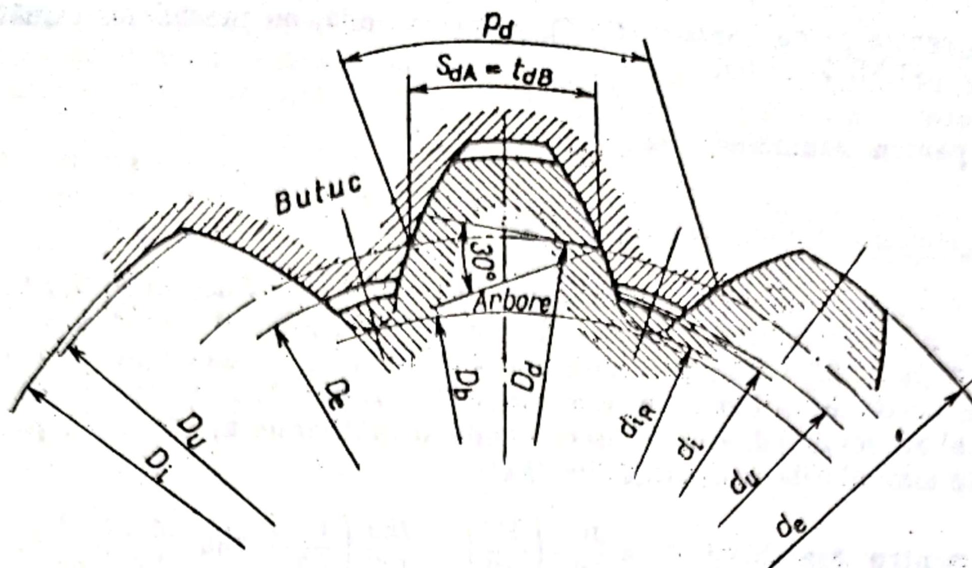


Fig. 12.8. Asamblare cu caneluri în evolventă, cu centrare pe flancurile canelurilor (*CEF*).

În figura 12.8 este prezentată asamblarea cu caneluri în evolventă, cu centrarea pe flancurile canelurilor *CEF* (conf. STAS 6858-63), iar în figura 12.9 sînt prezentate grafic pozițiile cîmpurilor de toleranță la grosimea canelurii și la lărgimea golului. S-au stabilit trei abateri limită pentru grosimea pe arc a canelurilor arborelui, respectiv pentru lărgimea pe arc a golurilor din butuc: abaterea superioară, abaterea inferioară și abaterea de complexitate.

Poziția cîmpurilor de toleranță se simbolizează cu litere mari pentru butuc și cu litere mici pentru arbori; simbolul este compus din litera *E*, respectiv *e* (de la evolventă) și dintr-o literă care arată poziția toleranței față de linia zero. În ce privește mărimea toleranțelor, ele pot fi de clasele de precizie 4...7, pentru butuc și 4...6 pentru arborele canelat.

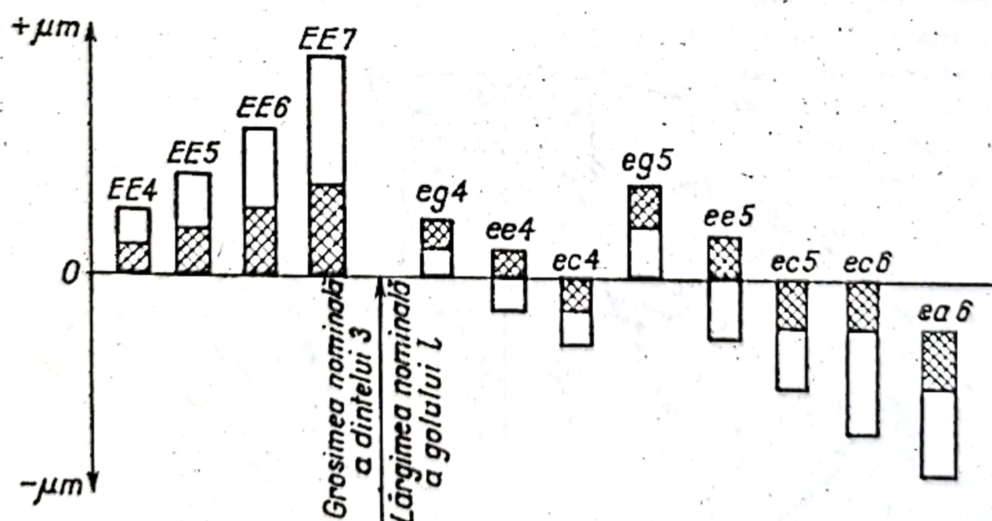


Fig. 12.9. Pozițiile cîmpurilor de toleranță la grosimea dinților (canelurilor) și la lărgimea golului.

La centrarea pe flancuri (*CEF*), se recomandă, cu precădere, următoarele ajustaje (STAS 7338-65)

— pentru asamblări fixe $\frac{EE4}{eg4}$;

— pentru asamblări mobile $\frac{EE4}{ee4}$, $\frac{EE4}{ee5}$, $\frac{EE4}{ec4}$ şi $\frac{EE6}{ea6}$.

La diametrele interior şi exterior ale arborelui şi butucului se aleg toleranţe obişnuite din clasele de precizie 4...6 (ISO—treptele 8...11) pentru piesele lise.

În figura 12.10 este prezentată asamblarea cu caneluri în evolventă, cu centrare pe diametrul maxim al asamblării *CED* (STAS 6858-63) (diametrul de fund al butucului) $d_e = D_i$. Se recomandă următoarele ajustaje (în paranteze sînt date simbolurile aproximative ISO):

— pentru asamblări fixe $\frac{JE2}{td2}\left(\frac{H7}{n6}\right)$, $\frac{JE2}{ta2}\left(\frac{H7}{j_s6}\right)$ sau $\frac{JE3}{td2}\left(\frac{H8}{n6}\right)$;

— pentru asamblări mobile $\frac{JE2}{je2}\left(\frac{H7}{h6}\right)$, $\frac{JE3}{je2}\left(\frac{H8}{h6}\right)$, $\frac{JE2}{jd2}\left(\frac{H7}{g6}\right)$, $\frac{JE3}{jd2}\left(\frac{H8}{g6}\right)$ sau $\frac{JE3}{jc2}\left(\frac{H8}{f7}\right)$;

— pentru grosimea canelurii la arbori şi lărgimea golului la butuci $\frac{EE6}{ec5}$ şi $\frac{EE6}{ea6}$.

Notarea unui arbore sau butuc cu caneluri în evolventă cuprinde:

— la arbori sau butuci cu centrarea pe flanc, simbolul *CEF*, valoarea diametrului nominal, semnul ×, modulul şi simbolul cîmpului de toleranţă pentru grosimea dintelui, respectiv pentru lărgimea golului dintre dinţi; de exemplu:

Arbore *CEF* 50×2 ee4;

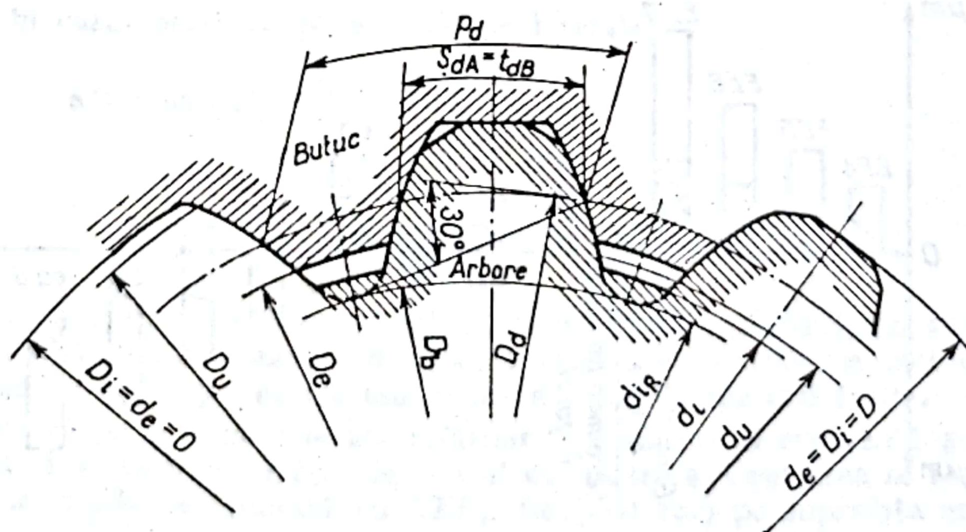


Fig. 12.10. Asamblare cu caneluri în evolventă, cu centrarea pe diametrul maxim (*CED*).

Scanned with OKEN Scanner

— la arbori sau butuci cu centrare pe diametrul maxim, simbolul *CED*, valoarea nominală a diametrului, simbolul cîmpului de toleranță al diametrului de centrare, modulul și simbolul cîmpului de toleranță pentru grosimea dintelui, respectiv pentru lărgimea golului dintre dinți; de exemplu:

Butuc *CED* 180 JE2×8 EE5.

Notarea unei asamblări cu caneluri în evolventă cuprinde: simbolul *CEF* sau *CED* al asamblării, diametrul nominal, eventual simbolurile cîmpurilor de toleranță ale diametrului maxim (butuc și arbore) la centrarea pe diametrul maxim (*CED*), modulul și simbolurile cîmpurilor de toleranță pentru grosimea dintelui și lărgimea golului dintre dinți; simbolurile cîmpurilor de toleranță se scriu sub formă de fracție, la numărător pentru butuc, iar la numitor pentru arbore; de exemplu:

$$CED\ 120\frac{\mathrm{JE3}}{\mathrm{jd3}} \times 4\frac{\mathrm{EE6}}{\mathrm{ee6}}.$$

12.2.3. CANELURI DE FORMĂ TRIUNGHIULARĂ

Asamblările cu caneluri de formă triunghiulară se folosesc, de obicei, la montarea pieselor cu pereți subțiri, în locul ajustajelor cu stringere (de exemplu, la mecanismul de direcție al autovehiculelor), precum și ca asamblări ușor demontabile cu ajutorul cărora se transmit momente de răsucire relativ mici.

Centrarea și contactul dintre caneluri se fac numai pe flancuri, avînd în vedere faptul că dimensiunile canelurilor sînt mici, iar numărul lor este mare. Unghiul dintre flancuri este de 60° sau de 72°.

După forma profilului, canelurile sînt de două feluri:

— cu suprafața flancurilor plană și la butuc și la arbori, pentru piese canelate cu diametrul nominal de la 8 la 60 mm (fig. 12.11, *a*);

— cu suprafața flancurilor plană la butuc și în evolventă la arbori, pentru piesele canelate cu diametrul nominal de la 65 la 120 mm (fig. 12.11, *b*).

În figura 12.11, *a* și 12.11, *b* sînt date profilul nominal, elementele dimensionale principale (STAS 7346-65) și poziția cîmpurilor de toleranță (STAS 8489-69) la asamblările cu caneluri de formă triunghiulară. Abaterile limită la diametrul cercului de contact D_c cuprind, în același timp, abaterile pasului, ale grosimii canelurii (respectiv ale deplasării suplimentare a profilului x_A la canelurile în evolventă pentru arbori) și ale unghiului dintre flancuri.

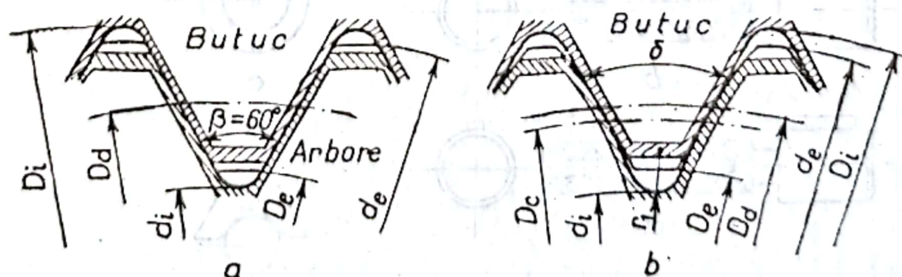


Fig. 12.11. Profilul nominal, elementele dimensionale și poziția cîmpurilor de toleranță la asamblările cu caneluri triunghiulare.

După diametrul de contact D_c, butucii și arborii cu caneluri de formă triunghiulară pot avea o precizie de execuție *fină* sau *grosolană*. Precizia de execuție grosolană se admite numai în cazurile cînd momentul de răsucire acționează doar într-un singur sens asupra asamblării (de exemplu, la barele de torsiune).

Pe desenele de execuție, notarea canelurilor de formă triunghiulară se face prin valoarea diametrului nominal (urmată de litera *g* pentru execuția grosolană) și prin indicarea standardului, de exemplu:

— Butuc canelat 30 STAS 7346-65;
— Arbore canelat 30*g* STAS 7346-65.

12.3. CONTROLUL PIESELOR ȘI ASAMBLĂRILOR CU PENE

Penele și piesele cu canale de pană se pot controla cu ajutorul unor mijloace universale obișnuite (șublere, micrometre, comparatoare etc.) — în producția individuală și de serie mică și cu ajutorul calibrelor limitative — în producția de serie mare și de masă. Parametrii geometrici care se controlează sînt: lățimea penei și a canalului de pană, adîncimea canalului și simetria canalului de pană față de planul axial al butucului sau arborelui.

În figura 12.12 sînt prezentate cîteva tipuri de calibre pentru pene și canale de pană. Pentru verificarea lățimii canalului de pană, se utilizează calibre plate obișnuite, partea „trece" și „nu trece" (fig. 12.12, *a*). Pentru verificarea adîncimii canalului de pană la butuc, calibrul are formă de tampon cu o pană în două trepte: „trece" și „nu trece" (fig. 12.12, *b*), iar pentru verificarea canalului de pană la arbore, calibrul se execută sub formă de inel, prevăzut cu o pană, de asemenea, în două trepte (fig. 12.12, *c*). Simetria canalului de pană se poate verifica la butuc cu ajutorul unui tampon cu pană (fig. 12.12, *d*), iar la arbore cu ajutorul unei prisme aplicabile cu pană (fig. 12.12, *e*). De reținut, că partea cilindrică activă (cu pană) a tampoanelor din figura 12.12, *b* și *d* se execută la un diametru egal cu diametrul minim prescris al alezajului din butuc, iar suprafața activă interioară a calibrului inel din figura 12.12, c se prelucrează la un diametru egal cu diametrul maxim prescris pentru arborele verificat.

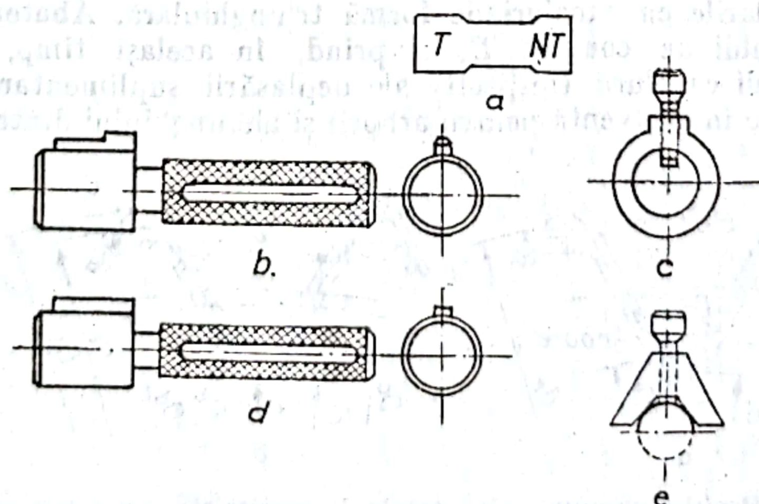


Fig. 12.12. Calibre pentru pene și canale de pană.

12.4. CONTROLUL CANELURILOR ŞI ASAMBLĂRILOR CU CANELURI

În producţia de serie mare şi de masă, unde productivitatea controlului trebuie să fie la fel de mare ca şi productivitatea execuţiei, controlul dimensional al pieselor canelate se face cu ajutorul calibrelor limitative. Astfel, la alezajele canelate, calibrele se utilizează pentru controlul lărgimii golurilor (calibru plat — fig. 12.13, *a*), pentru controlul diametrului exterior în cazul centrării pe suprafaţa exterioară (calibru plat — fig. 12.13, *b*) şi pentru controlul diametrului interior în cazul centrării pe suprafaţa interioară (calibru tampon cilindric — fig. 12.13, *c*). Controlul complex al alezajelor canelate se face cu ajutorul calibrelor complexe, ca cel prezentat în figura 12.13, *d*. În cazul arborilor canelaţi, controlul grosimii dinţilor şi al diametrului exterior se face cu ajutorul calibrelor plate (fig. 12.14, *a* şi respectiv 12.14, *b*), iar pentru controlul complex se utilizează calibre de felul celui prezentat în figura 12.14, *c*.

În producţia individuală, de serie mică şi de serie mijlocie, elementele dimensionale ale pieselor canelate se măsoară cu ajutorul unor mijloace universale sau specifice.

Grosimea dinţilor la arborii cu caneluri dreptunghiulare se poate controla cu ajutorul micrometrului (fig. 12.15, *a*), al optimetrului orizontal prevăzut

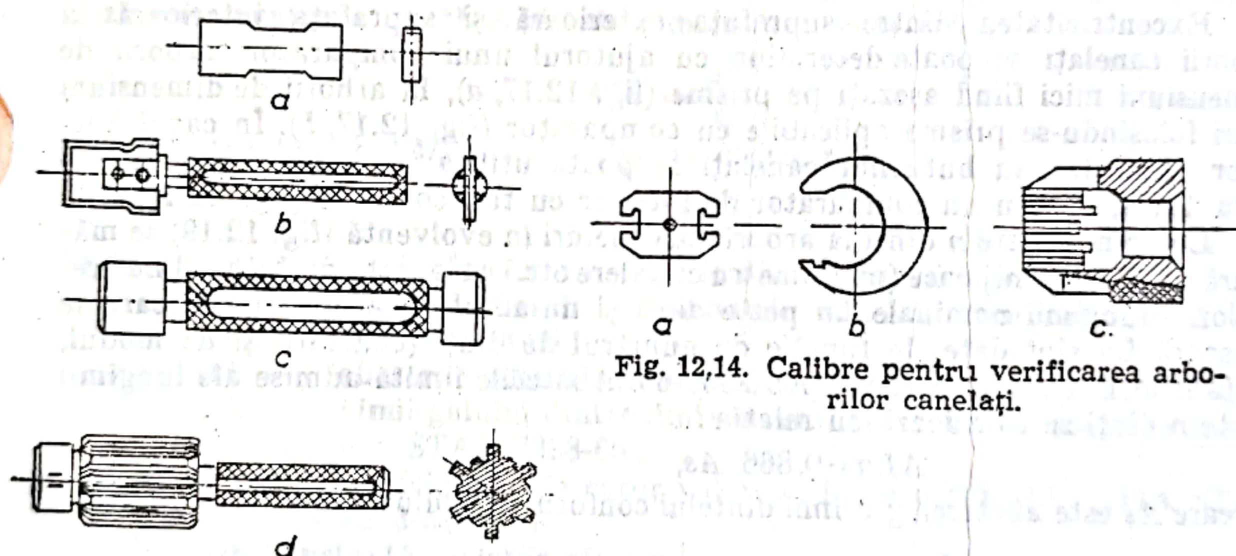


Fig. 12.13. Calibre pentru verificarea butucilor canelaţi.

Fig. 12,14. Calibre pentru verificarea arborilor canelaţi.

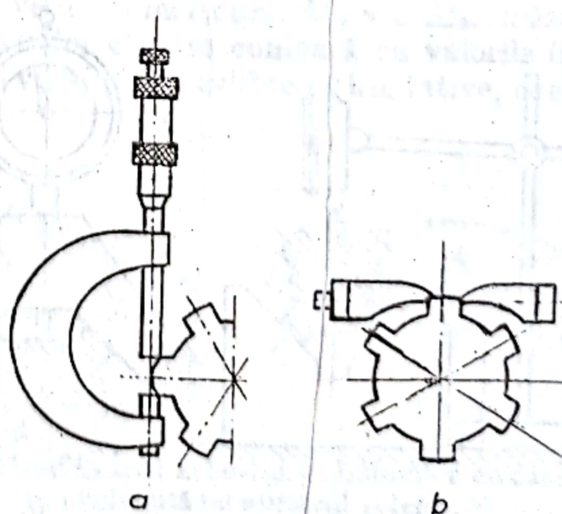


Fig. 12.15. Controlul grosimii dinţilor la arborii cu caneluri dreptunghiulare.

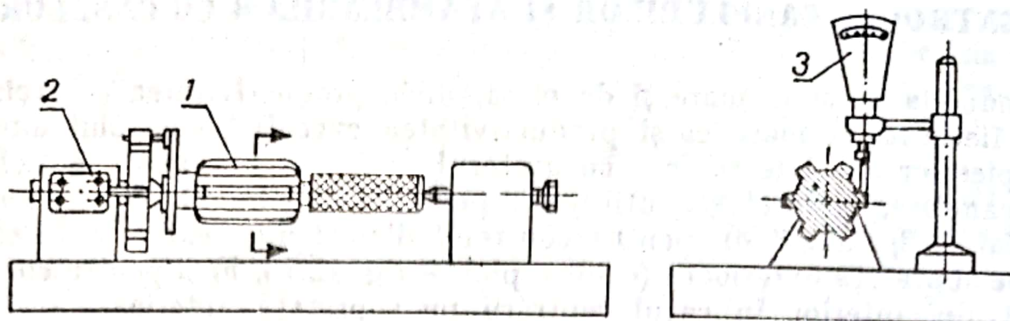


Fig. 12.16. Controlul variației pasului și erorii cumulate de pas.

cu palpatoare speciale (fig. 12.15, *b*) sau al calelor plan-paralele. La arborii cu caneluri în evolventă, grosimea dinților pe cercul de divizare se măsoară cu ajutorul șublerului pentru roți dințate.

Variația pasului și eroarea cumulată de pas se măsoară, mai ales în cazul pieselor cu caneluri în evolventă, cu ajutorul acelorași mijloace ca și la roțile dințate. În figura 12.16 este prezentat un dispozitiv cu vîrfuri de centrare și cu capul divizor *2*, la care arborele canelat *1* este prins între vîrfuri și eroarea de pas se măsoară cu ajutorul comparatorului *3*. Acesta este reglat la zero pe una din caneluri.

Excentricitatea dintre suprafața exterioară și suprafața interioară la arborii canelați se poate determina cu ajutorul unui comparator, arborii de dimensiuni mici fiind așezați pe prisme (fig. 12.17, *a*), la arborii de dimensiuni mari folosindu-se prisme aplicabile cu comparator (fig. 12.17, *b*). În cazul bucșelor canelate sau butucilor canelați se poate utiliza un calibru special (figura 12.18, *a*) sau un comparator de interior cu trei contacte (fig. 12.18, *b*).

Lungimea peste *n* dinți la arborii cu caneluri în evolventă (fig. 12.19) se măsoară cu aceleași mijloace (micrometru cu talere etc.) ca la roți dințate cilindrice. Valorile lungimii nominale *Ln* peste dinți și numărul *n* de dinți peste care se măsoară *Ln* sînt date, în funcție de numărul de dinți (caneluri) și de modul, în tabelul 1 A ... 11 A din STAS 7339-65. Abaterile limită admise ale lungimii peste *n* dinți se calculează cu relația :

$$ALn = 0{,}866\ As,$$

în care *As* este abaterea grosimii dintelui conform tabelului 2 din STAS 7338-65.

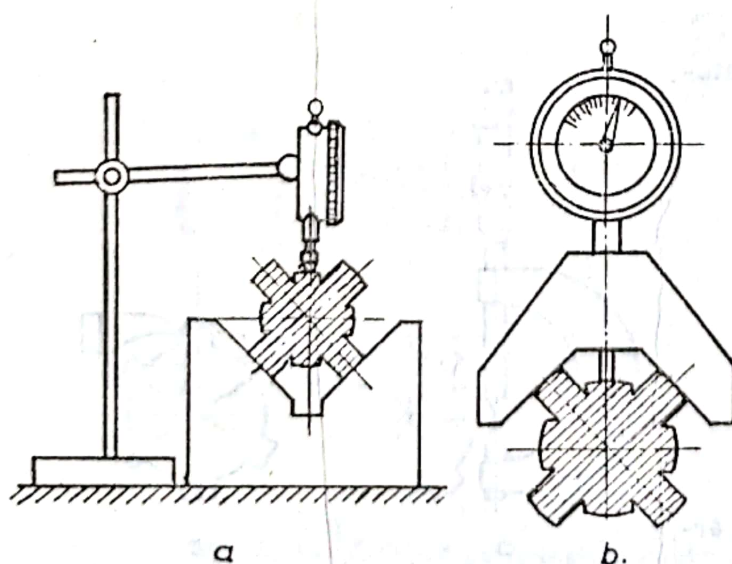


Fig. 12.17. Controlul excentricității la arborii canelați.

Scanned with OKEN Scanner

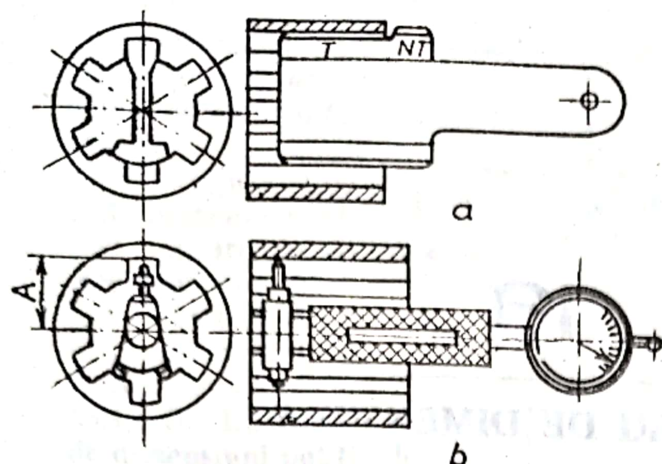


Fig. 12.18. Controlul excentricității la butucii canelați.

Arborii și butucii cu caneluri în evolventă se pot verifica și cu ajutorul rolelor, conform schițelor din figura 12.20, *a* și *b*. Diametrele rolelor d_{Ra} și d_{Rb} se aleg în funcție de modul (v. tab. STAS 7338-65). Corespunzător modulului m și numărului de dinți (caneluri) z ai arborelui sau alezajului care se verifică, din tabelele 1 A ... 11 A (STAS 7338-65) se scoate valoarea nominală a dimensiunii M_a peste role la verificarea arborelui canelat (v. fig. 12.20, *a*) sau valoarea nominală a dimensiunii M_b între role la verificarea butucului canelat. Se calculează apoi abaterile limită AM_a ale dimensiunii peste role:

$$AM_a = \frac{As}{k_a}$$

sau abaterile limită AM_b ale dimensiunii dintre role:

$$AM_b = \frac{At}{k_b}$$

în care: As sînt abaterile limită (inferioară, superioară și complexă) ale grosimii dintelui la arborele canelat, conform tab. 2 din STAS 7338-65;

At — abaterile limită (inferioară, superioară și complexă) ale lărgimii golului dintre dinți la butucul canelat, conform tab. 1 din STAS 7338-65;

k_a și k_b — coeficienți, ale căror valori se iau din tab. 1A...11A STAS 7338-65.

În ultimă instanță, valorile efective ale dimensiunii M_a sau M_b, măsurate cu ajutorul micrometrelor, comparatoarelor etc., se compară cu valorile limită prescrise; M_a și M_b pot fi verificate și cu ajutorul calibrelor limitative, conform principiilor expuse în cap. 8.

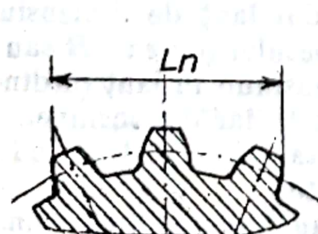


Fig. 12.19. Măsurarea lungimii peste *n* dinți.

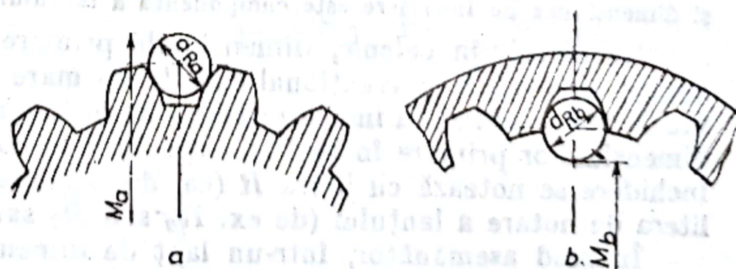


Fig. 12.20. Verificarea arborilor și butucilor cu caneluri în evolventă cu ajutorul rolelor.

Scanned with OKEN Scanner

13

LANŢURI DE DIMENSIUNI

În construcţiile de maşini şi aparate, dimensiunile liniare şi unghiulare determină mărimea şi forma suprafeţelor şi pieselor, precum şi poziţia a două sau mai multe suprafeţe atît la piese luate separat, cît şi în ansamblurile de piese. Între diferitele dimensiuni ale unei piese sau ansamblu de piese există anumite legături, directe şi indirecte, cu caracter funcţional şi tehnologic.

13.1. NOŢIUNI GENERALE ŞI CLASIFICAREA LANŢURILOR DE DIMENSIUNI

Prin *lanţ de dimensiuni* se înţelege totalitatea dimensiunilor, liniare sau unghiulare, care formează un contur închis şi care determină poziţia unor suprafeţe ale unei piese sau ale mai multor piese într-un subansamblu ori ansamblu.

Dimensiunile unui lanţ se împart în *dimensiuni componente* sau *primare* şi *dimensiunea de închidere*. Dimensiunile componente sînt cele care, în procesul de prelucrare, trebuie să fie respectate (realizate, obţinute) la valorile prescrise pe desenul de reper. Dimensiunea de închidere rezultă din dimensiunile componente (primare) ale lanţului, ea obţinîndu-se ultima (şi în mod automat) atît la prelucrarea pieselor, cît şi la asamblarea lor. Din această cauză, dimensiunea de închidere nu se trece niciodată pe desenul de reper (de execuţie) sau de ansamblu, chiar dacă este prevăzută cu valori limită sau cu abateri limită. În caz contrar, se produc confuzii şi se strică precizia lanţului.

Observaţie. Dimensiunile componente sau primare ale lanţului vor fi numite, în continuare, numai *dimensiuni primare*, prima denumire fiind, în mare măsură, improprie, întrucît şi dimensiunea de închidere este componentă a lanţului.

De obicei, în calcule, dimensiunile primare ale unui lanţ de dimensiuni liniare se notează convenţional cu o literă mare a alfabetului (de ex., B sau C sau D etc.), avînd ca indice numărul de ordine al dimensiunii în lanţ (ordinea dimensiunilor primare în lanţ se alege în mod convenabil), iar dimensiunea de închidere se notează cu litera R (ca dimensiune rezultantă), avînd ca indice litera de notare a lanţului (de ex. R_B sau R_C sau R_D etc.).

În mod asemănător, într-un lanţ de dimensiuni unghiulare dimensiunile (unghiurile) primare se notează cu o literă a alfabetului grec (de ex. α sau β etc.), avînd ca indice numărul de ordine al dimensiunii în lanţ (α_1, α_2 etc. sau

β_1, β_2 etc.), iar dimensiunea de închidere se notează cu R_α sau R_β etc.

În figura 13.1 sînt prezentate cîteva lanţuri de dimensiuni cu valori numerice (fig. 13.1, *a*,*b*,*e*) sau cu notaţii convenţionale (fig. 13.1,*c*,*d*). Lanţurile de dimensiuni pot fi reprezentate şi schematic, ca în figura 13.2, unde este indicată şi dimensiunea de închidere *R* (pentru a completa şi închide lanţul în această fază a studierii lanţurilor de dimensiuni).

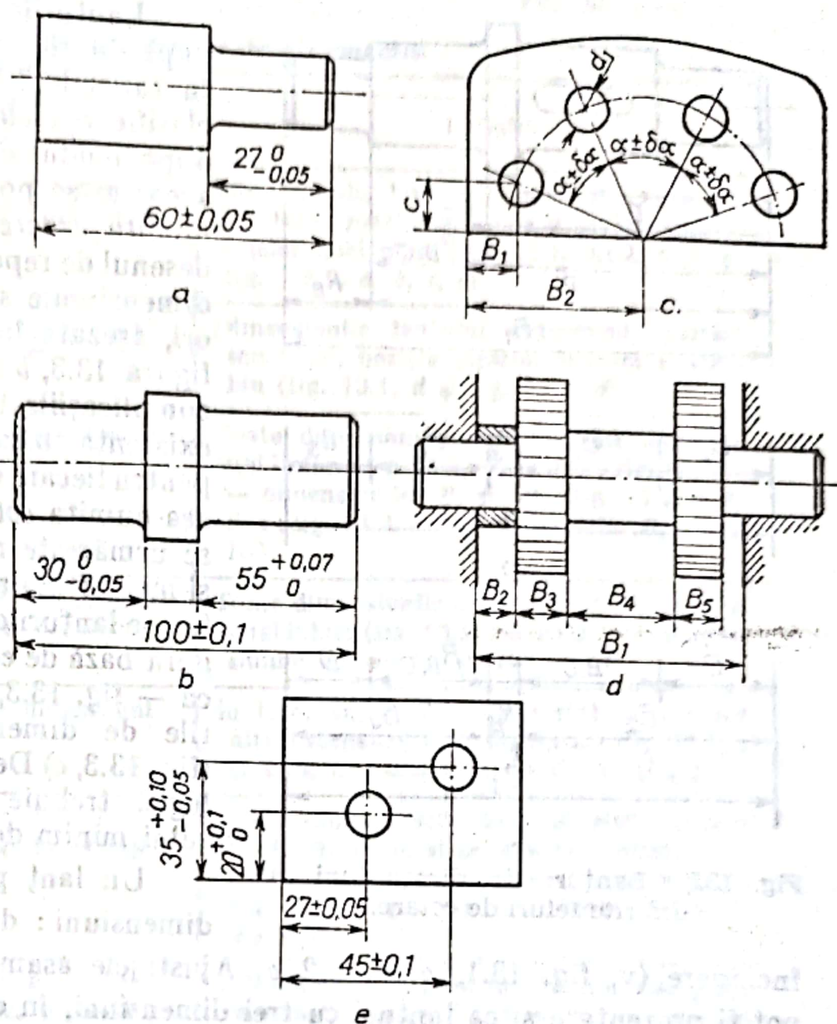


Fig. 13.1. Lanţuri de dimensiuni cu valori numerice şi cu notaţii convenţionale.

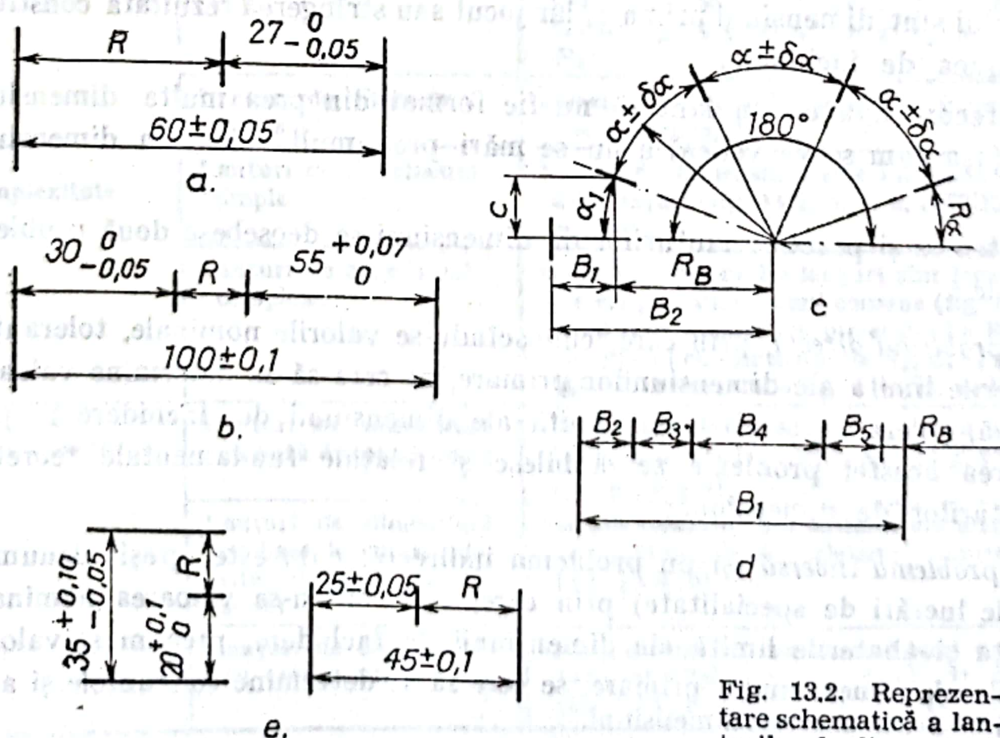


Fig. 13.2. Reprezentare schematică a lanţurilor de dimensiuni.

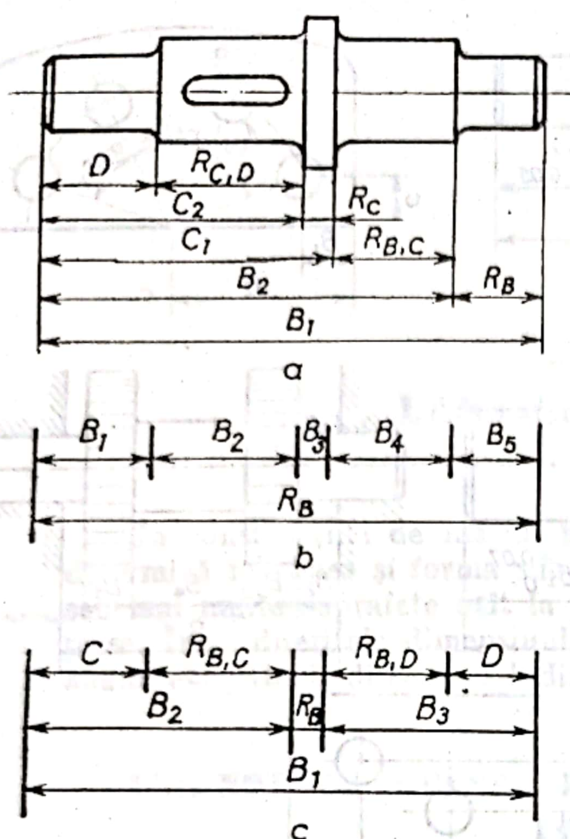


Fig. 13.3. Lanţuri de dimenniuni cu diferite feluri de cotare.

Lanţurile de dimensiuni se clasifică după diferite criterii, aşa cum se arată în tabelul 13.1. Foarte importantă este clasificarea lanţurilor de dimensiuni după modul de cotare. În legătură cu aceasta, se poate menţiona că, în aşa-numita *cotare funcţională* (cotare pe desenul de reper întocmit de proiectant), dimensiunile sînt, de cele mai multe ori, aşezate în serie, ca, de exemplu, în figura 13.3, *b* fără să se ţină seama de complicaţiile tehnologice provocate de existenţa bazelor de cotare diferite pentru fiecare dimensiune. Din contra, în aşa-numita *cotare tehnologică*, prin care se urmăreşte realizarea cît mai uşoară şi mai ieftină a dimensiunilor, sînt preferate lanţurile de dimensiuni cu o singură bază de cotare (bază de cotare unică — fig. 13.3, *a*) sau, mai bine, lanţurile de dimensiuni cu *cotare mixtă* (fig. 13.3, *c*) Dealtfel, în cotarea tehnologică trebuie aplicat principiul numărului minim de baze de cotare.

Un lanţ poate avea minimum trei dimensiuni: două primare şi una de închidere (v. fig. 13.1, *a* şi 13.2, *a*). Ajustajele asamblărilor cilindrice netede pot fi prezentate şi ca lanţuri cu trei dimensiuni, în care diametrele alezajului şi arborelui sînt dimensiuni primare, iar jocul sau strîngerea rezultată constituie dimensiunea de închidere.

Se recomandă ca un lanţ să nu fie format din prea multe dimensiuni, pentru (aşa cum se va vedea) a nu se mări prea mult toleranţa dimensiunii de închidere.

În teoria şi practica lanţurilor de dimensiuni se deosebesc două probleme principale:

— *problema directă*, prin care, cunoscîndu-se valorile nominale, toleranţele şi abaterile limită ale dimensiunilor primare, se cere să se determine valoarea nominală, toleranţa şi abaterile limită ale dimensiunii de închidere ; prin rezolvarea acestei probleme se stabilesc şi relaţiile fundamentale teoretice ale lanţurilor de dimensiuni ;

— *problema inversă* (şi nu problema indirectă, cum este, greşit denumită în unele lucrări de specialitate) prin care, cunoscîndu-se valoarea nominală, toleranţa şi abaterile limită ale dimensiunii de închidere, precum şi valorile nominale ale dimensiunilor primare, se cere să se determine toleranţele şi abaterile limită ale acestor dimensiuni.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 13.1

Clasificarea lanţurilor de dimensiuni

Criteriul de clasificare	Denumirea lanţurilor de dimensiuni	Definiţie
Apartenenţa la piesă sau ansamblu	Lanţuri de dimensiuni ale pieselor luate individual	Dimensiunile lanţului determină, parţial sau total, mărimea, forma şi poziţia suprafeţelor unei piese (fig. 13.1, *a*, *b*, *c*, *e* şi fig. 13.2, *a*, *b*, *c*, *e*)
	Lanţuri de dimensiuni de asamblare	Dimensiunile lanţului determină, parţial sau total, poziţia pieselor într-un ansamblu (fig. 13.1, *d* şi fig. 13.2, *d*)
Felul dimensiunilor	Lanţuri de dimensiuni liniare	Toate dimensiunile lanţului sînt dimensiuni liniare (fig. 13.1, *a*, *b*, *d*, *e* ; fig. 13.1, *c* — dimensiunile B_1 şi B_2 ; fig. 13.2, *a*, *b*, *d*, *e* ; fig. 13.2, *c* — dimensiunile B_1, B_2 şi R_B)
	Lanţuri de dimensiuni unghiulare	Toate dimensiunile lanţului sînt dimensiuni unghiulare (fig. 13.1, *c* şi 13.2, *c* — dimensiunile α_1, $\alpha \pm \delta\alpha$ şi $R\alpha$)
	Lanţuri de dimensiuni mixte	În lanţ, unele dimensiuni sînt liniare, iar alte dimensiuni sînt unghiulare (fig. 13.1, *c* şi 13.2, *c* — dimensiunile C, R_B şi α_1)
Poziţia în plan sau în spaţiu a dimensiunilor	Lanţuri de dimensiuni paralele şi în acelaşi plan	Toate dimensiunile lanţului sînt paralele unele cu altele şi se află în acelaşi plan (fig. 13.1, *a*, *b*, *d*, *e* ; fig. 13.2, *a*, *b*, *d*, *e* ; fig. 13.1, *e* şi 13.2, *c* — dimensiunile B_1 B_2 şi R_B)
	Lanţuri cu dimensiuni neparalele, în acelaşi plan	Dimensiunile lanţului se află în acelaşi plan, dar lanţul poate fi format din dimensiuni unghiulare sau mixte (fig. 13.1, *c* şi 13.2, *c* lanţul R_B, C şi α_1 şi lanţul α_1, $\alpha \pm \delta\alpha$ şi $R\alpha$)
	Lanţuri de dimensiuni spaţiale	Dimensiunile lanţului se află în plane diferite şi neparalele
Complexitate	Lanţuri de dimensiuni simple	Lanţul de dimensiuni este independent de alte lanţuri (fig. 13.1, *a*, *b*, *d*, *e* şi 13.2, *a*, *b*, *d*, *e*)
	Lanţuri de dimensiuni complexe	Două sau mai multe lanţuri sînt legate între ele prin dimensiuni comune (fig. 13.1, *c* şi 13.2, *c* — lanţul cu dimensiunile B_1, B_2, R_B, lanţul cu dimensiunile R_B, C, α_1 şi lanţul cu dimensiunile α_1, $\alpha \pm \delta\sigma$, $R\alpha$)
Baza de cotare	Lanţuri de dimensiuni cu bază de cotare unică	Dimensiunile primare ale lanţului au aceeaşi bază de cotare (fig. 13.1, *a*, *e* ; fig. 13.2, *a*, *e* ; fig. 13.3, *a*)
	Lanţuri de dimensiuni cu baze de cotare diferite (dimensiuni în serie)	Fiecare dimensiune a lanţului are altă bază de cotare decît celelalte dimensiuni (fig. 13.3, *b*)
	Lanţuri de dimensiuni cu cotare mixtă	Unele dimensiuni au aceeaşi bază de cotare, iar altele au altă bază de cotare (fig. 13.1, *b* ; fig. 13.2, *b* ; fig. 13,3, *c*)

Scanned with OKEN Scanner

13.2. REZOLVAREA PROBLEMEI DIRECTE A LANŢURILOR DE DIMENSIUNI LINIARE PARALELE

Rezolvarea problemei directe a lanţurilor de dimensiuni liniare paralele se poate face prin următoarele metode:

— metoda de maxim şi minim;
— metoda algebrică;
— metoda probabilistică.

13.2.1. METODA DE MAXIM ŞI MINIM

Pentru aplicarea acestei metode este necesar ca dimensiunile primare ale lanţului să fie realizate strict între limitele prescrise şi, fără nici o sortare, ajustare sau reglare prealabilă, să se obţină piese sau ansambluri corespunzătoare.

Ca exemplu, se consideră piesa prezentată în figura 13.4, la care lanţul de dimensiuni tratat este format din dimensiunile primare $B_1=60\pm0{,}10$ mm şi $B_2=40^{+0{,}08}_{-0{,}06}$ mm şi dimensiunea de închidere R_B ce trebuie să fie calculată. Deoarece dimensiunile primare B_1 şi B_2 au o bază de cotare comună, la fiecare abaterile (şi toleranţele) sînt trecute pe desen în partea opusă.

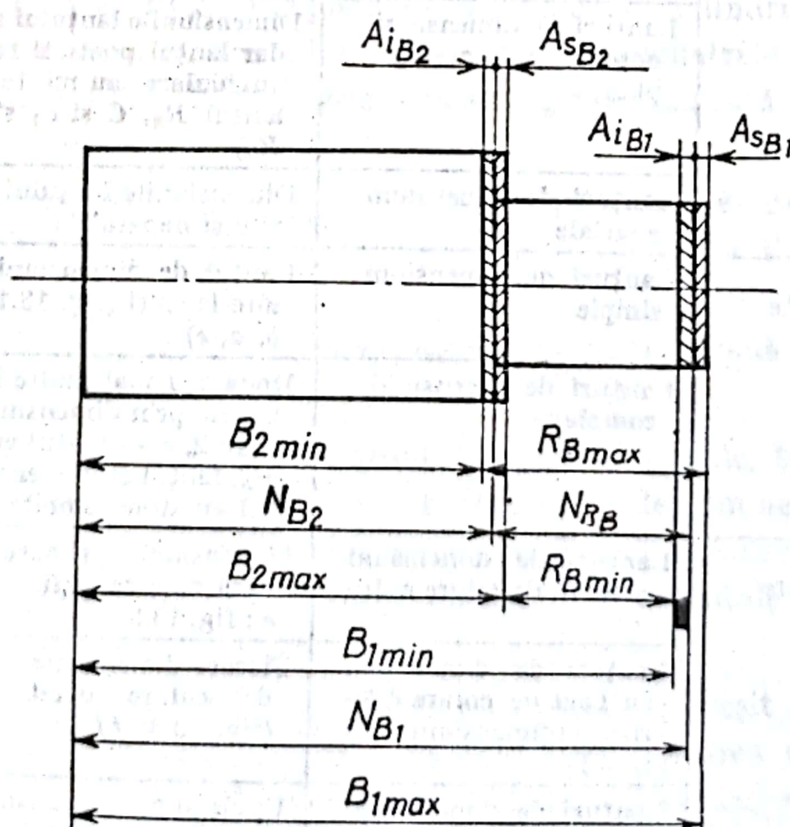


Fig. 13.4. Schemă de rezolvare a lanţurilor de dimensiuni.

Înainte de efectuarea calculelor, trebuie să se stabilească influenţa fiecărei dimensiuni primare asupra dimensiunii de închidere ; din acest punct de vedere, dimensiunile primare se clasifică în :

— *dimensiuni măritoare* (*de mărire*), care prin mărirea individuală a lor (considerînd constante celelalte dimensiuni primare) provoacă mărirea dimensiunii de închidere ;

— *dimensiuni reducătoare* (de micşorare), care prin mărirea individuală a lor (considerînd, de asemenea, constante celelalte dimensiuni primare) provoacă micşorarea dimensiunii de închidere.

În exemplul din figura 13.4, B_1 este dimensiune primară măritoare, iar B_2 este dimensiune primară reducătoare.

Reiese că dimensiunile măritoare au influenţă directă şi în acelaşi sens asupra dimensiunii de închidere, iar dimensiunile reducătoare au, de asemenea, influenţă directă asupra dimensiunii de închidere, dar în sens contrar.

Valoarea nominală a dimensiunii de închidere R_B este egală cu diferenţa dintre valoarea nominală a dimensiunii B_1 şi valoarea nominală a dimensiunii B_2, adică :

$$N_{RB}=N_{B_1}-N_{B_2}\,; \tag{13.1}$$

În exemplul luat : $N_{RB}=60-40=20$ mm.

Considerînd cazul general cînd lanţul este format dintr-un număr n de dimensiuni (inclusiv dimensiunea de închidere) şi înţelegînd prin B_1 totalitatea dimensiunilor primare măritoare (cu primele numere de ordine în lanţ), iar prin B_2 totalitatea dimensiunilor primare reducătoare (cu următoarele numere de ordine în lanţ), se poate scrie :

$$N_{RB}=\sum_{j=1}^{m} N_{Bj}-\sum_{m+1}^{n-1} N_{Bj}$$

în care : $\sum_{j=1}^{m} N_{Bj}$ este suma valorilor nominale ale dimensiunilor măritoare (cu numere de ordine $j=1,\ 2,\ \ldots\ m$) ·

$\sum_{m+1}^{n-1} N_{Bj}$ — suma valorilor nominale ale dimensiunilor reducătoare (cu numere de ordine $j=m+1,\ m+2, \ldots n-1$, dimensiunea a n—a fiind chiar dimensiunea de închidere).

Întrucît există lanţuri în care toate dimensiunile primare sînt măritoare, al doilea termen din partea dreaptă a relaţiei (13.2) dispare şi valoarea nominală a dimensiunii de închidere va fi egală cu suma valorilor nominale ale tuturor dimensiunilor primare.

De reţinut că nu există lanţuri în care toate dimensiunile primare să fie reducătoare ; cu alte cuvinte, orice lanţ de dimensiuni are cel puţin o dimensiune măritoare.

Pentru situaţia prezentată în figura 13.4 se pot calcula valorile limită ale dimensiunii R_B, respectiv :

$$R_{B\,max}=B_{1\,max}-B_{2\,min}\,; \tag{13.3}$$

$$R_{B\,min}=B_{1\,min}-B_{2\,max}. \tag{13.4}$$

Dar, valorile limită pot fi înlocuite prin valorile nominale și abaterile limită corespunzătoare, adică :

$$N_{RB}+A_{sRB}=(N_{B_1}+A_{sB1})-(N_{B_2}+A_{iB2}), \quad (13.5)$$

$$N_{RB}+A_{i\,RB}=(N_{B_1}+A_{iB1})-(N_{B_2}+A_{sB2}), \quad (13.6)$$

în care : A_{sRB} este abaterea superioară a dimensiunii de închidere R_B ;
A_{iRB} — abaterea inferioară a dimensiunii de închidere R_B ;
A_{sB1} — abaterea superioară a dimensiunii B_1 ;
A_{iB1} — abaterea inferioară a dimensiunii B_1 ;
A_{sB2} — abaterea superioară a dimensiunii B_2 ;
A_{iB2} — abaterea inferioară a dimensiunii B_2 ;

Dacă din relațiile (13.5) și (13.6) se scade relația (13.1), se obține :

$$A_{sRB}=A_{sB1}-A_{iB2}; \quad (13.7)$$

$$A_{iRB}=A_{iB1}-A_{sB2}. \quad (13.8)$$

Generalizînd pentru orice lanț cu n dimensiuni, relațiile pentru abaterile limită ale dimensiunii de închidere se pot scrie astfel :

$$A_{sRB}=\sum_{j=1}^{m} A_{sBj}-\sum_{m+1}^{n-1} A_{iBj},$$

adică : abaterea superioară a dimensiunii de închidere este egală cu diferența algebrică dintre suma abaterilor superioare ale dimensiunilor măritoare și suma abaterilor inferioare ale dimensiunilor reducătoare ;

$$A_{iRB}=\sum_{j=1}^{m} A_{iBj}-\sum_{m+1}^{n-1} A_{sBj}, \quad (13.10)$$

adică : abaterea inferioară a dimensiunii de închidere este egală cu diferența algebrică dintre suma abaterilor inferioare ale dimensiunilor măritoare și suma abaterilor superioare ale dimensiunilor reducătoare.

În exemplul luat (v. fig. 13.4) :

$$A_{sRB}=A_{sB1}-A_{iB2}=+0,10-(-0,06)=+0,16 \text{ mm};$$

$$A_{iRB}=A_{iB1}-A_{sB2}=-0,10-(+0,08)=-0,18 \text{ mm}.$$

Toleranța dimensiunii de închidere se poate calcula ca diferența dintre valorile limită sau dintre abaterile limită prescrise :

$$T_{RB}=R_{B\,max}-R_{B\,min}=A_{s_{RB}}-A_{i_{RB}}. \quad (13.11)$$

Înlocuind, de exemplu, abaterile limită prin expresiile (13.7) și (13.8) și grupînd pe dimensiunile corespunzătoare, se obține :

$$T_{RB}=(A_{sB1}-A_{iB2})-(A_{iB1}-A_{sB2})=(A_{sB1}-A_{iB1})+(A_{sB2}-A_{iB2})=T_{B1}+T_{B2}, \quad (13.12)$$

Scanned with OKEN Scanner

adică toleranța dimensiunii de închidere este egală, teoretic, cu suma toleranțelor dimensiunilor primare ale lanțului.

La exemplul luat:

$T_{RB}=A_{sRB}-A_{iRB}=+0,16-(-0,18)=0,34$ mm.

sau

$T_{RB}=T_{B1}+T_{B2}=0,20+0,14=0,34$ mm.

Pentru cazul general, respectiv pentru orice lanț cu n dimensiuni:

$$T_{RB}=\sum_{j=1}^{n-1} T_{Bj}. \tag{13.13}$$

Pe baza relației (13.13) se pot trage următoarele concluzii:

— așa cum s-a mai menționat, se recomandă ca lanțul să aibă un număr cît mai mic de dimensiuni, pentru ca dimensiunea de închidere să nu rezulte cu o toleranță excesiv de mare, mai ales în cazurile cînd această dimensiune are o anumită importanță funcțională (de exemplu, în lanțurile de dimensiuni de asamblare);

— în situația cînd trebuie să se determine valoarea nominală, abaterile limită și toleranța unei dimensiuni primare cunoscîndu-se valorile nominale, abaterile și toleranțele celorlalte dimensiuni primare, precum și ale dimensiunii de închidere, calculele se vor efectua prin aplicarea strictă a relațiilor (13.2), (13.9), (13.10) și (13.13); în caz contrar, rezultatele vor fi complet eronate.

Expresiile (13.2), (13.9), (13.10) și (13.13) sînt relațiile fundamentale ale lanțurilor de dimensiuni, respectiv relațiile care stau la baza rezolvării problemelor directă și inversă ale lanțurilor de dimensiuni.

13.2.2. METODA ALGEBRICĂ (ELABORATĂ DE PROF. EMERIT DR. DOC. ING. I. LĂZĂRESCU)

În aplicarea acestei metode se pornește de la faptul că, într-o sumă sau diferență de mărimi tolerate, fiecare mărime trebuie luată sub forma desfășurată (valoare nominală și abateri limită), după care se adună sau se scad între ele părțile de același fel. Evident, în cazul diferențelor, semnul minus în fața unei mărimi tolerate schimbă atît semnul valorii nominale, cît și semnele abaterilor și, ca urmare, abaterile își vor schimba locul (abaterea superioară va deveni inferioară, iar cea inferioară va deveni abatere superioară).

Astfel, pentru o sumă oarecare de mărimi tolerate:

$$R_B=B_1+B_2+B_3$$

se poate scrie:

$$N_{RB}{}^{+A_{sRB}}_{+A_{iRB}}=N_{B1}{}^{+A_{sB1}}_{+A_{iB1}}+N_{B2}{}^{+A_{sB2}}_{+A_{iB2}}+N_{B3}{}^{+A_{sB3}}_{+A_{iB3}}=$$

$$=(N_{B1}+N_{B2}+N_{B3})^{+A_{sB1}+A_{sB2}+A_{sB3}}_{+A_{iB1}+A_{iB2}+A_{iB3}}=\left(\sum_{j=1}^{n-1}N_{Bj}\right)^{+\sum_{j=1}^{n-1}A_{sBj}}_{+\sum_{j=1}^{n-1}A_{iBj}}, \tag{13.14}$$

în care prin A_s şi A_i sînt notate abaterile superioare şi inferioare cuprinzînd şi semnul şi valorile acestora.

Toleranţa dimensiunii de închidere se determină ca în cazul metodei de maxim şi minim, respectiv cu ajutorul relaţiilor (13.11) şi (13.13).

Dacă, de exemplu, $B_1=120^{-0,05}_{-0,25}$ mm, $B_2=30^{+0,03}_{-0,04}$ mm şi $B_3=50^{+0,06}_{-0,04}$ mm, atunci dimensiunea de închidere va fi:

$$R_B=120^{-0,05}_{-0,25}+30^{+0,03}_{-0,04}+50^{+0,06}_{-0,04}=(120+30+50)^{-0,05\ +0,03\ +0,06}_{-0,25\ -0,04\ -0,04}=200^{+0,04}_{-0,33}\text{ mm;}$$

$$T_{R_B}=A_{s_{RB}}-A_{i_{RB}}=+0,04-(-0,33)=T_{B1}+T_{B2}+T_{B3}=0,20+0,07+0,10=0,37\text{ mm.}$$

Pentru o diferenţă oarecare de mărimi tolerate:

$$R_B=B_1+B_2-B_3$$

se poate scrie:

$$N_{RB}{}^{+A_{s_{RB}}}_{+A_{i_{RB}}}=N_{B1}{}^{+A_{s_{B1}}}_{+A_{i_{B1}}}+N_{B2}{}^{+A_{s_{B2}}}_{+A_{i_{B2}}}-\left(N_{B3}{}^{+A_{s_{B3}}}_{+A_{i_{B3}}}\right)=N_{B1}{}^{+A_{s_{B1}}}_{+A_{i_{B1}}}+$$

$$+N_{B2}{}^{+A_{s_{B2}}}_{+A_{i_{B2}}}-N_{B3}{}^{-A_{i_{B3}}}_{-A_{s_{B3}}}=(N_{B1}+N_{B2}-N_{B3})^{+A_{s_{B1}}\ +A_{s_{B2}}\ -A_{i_{B3}}}_{+A_{i_{B1}}\ +A_{i_{B2}}\ -A_{s_{B3}}}$$

Dacă, pentru exemplificare, se iau aceleaşi valori pentru B_1, B_2 şi B_3, se obţine:

$$N_{R_B}{}^{+A_{s_{RB}}}_{+A_{i_{RB}}}=120^{-0,05}_{-0,25}+30^{+0,03}_{-0,04}-(50^{+0,06}_{-0,04})=120^{-0,05}_{-0,25}+30^{+0,03}_{-0,04}-50^{+0,04}_{-0,06}=$$

$$=(120+30-50)^{-0,05\ +0,03\ +0,04}_{-0,25\ -0,04\ -0,06}=100^{+0,02}_{-0,35}\text{ mm;}$$

$$T_{R_B}=A_{s_{RB}}-A_{i_{RB}}=+0,02-(-0,35)=T_{B1}+T_{B2}+T_{B3}=0,20+0,07+0,10=0,37\text{ mm}$$

Metoda algebrică de determinare a valorii nominale, abaterilor limită şi toleranţei dimensiunii de închidere conduce, în ultimă instanţă, la acelaşi rezultat ca şi metoda de minim şi maxim, dar este mai simplă şi mai rapidă în aplicare.

13.2.3. METODA PROBABILISTICĂ

Deoarece valorile nominale ale dimensiunilor primare sînt valori constante, cu dispersia $D_{(N_{Bj})}=0$ şi abaterea medie pătratică $\sigma_{(N_{Bj})}=0$, valoarea nominală a dimensiunii de închidere se determină la fel ca prin metoda de maxim şi minim sau ca prin metoda algebrică.

În ce priveşte calculul abaterilor limită şi al toleranţei dimensiunii de închidere, se vor aplica cele expuse în cap. 4, ţinînd seama de faptul că dimensiunile primare sînt mărimi cu caracter întîmplător şi au distribuţii proprii.

Pornind de la proprietatea că dispersia unei sume de mărimi întîmplătoare este egală cu suma dispersiilor mărimilor întîmplătoare date, pentru dimensiunea de închidere se poate scrie:

$$D_{(R_B)}=D_{(B1)}+D_{(B2)}+\ldots+D_{(B_{n-1})}=\sum_{j=1}^{n-1}D_{(Bj)}. \qquad (13.15)$$

Scanned with OKEN Scanner

Dar,

$$\sigma^2{}_{(R_B)}=D_{(R_B)}\,, \tag{13.16}$$

de unde:

$$\sigma^2_{(R_B)}=\sigma^2_{(B_1)}+\sigma^2_{(B_2)}+\ldots+\sigma^2_{(B_{n-1})}=\sum_{j=1}^{n-1}\sigma^2_{(B_j)} \tag{13.17}$$

sau

$$\sigma_{(R_B)}=\sqrt{\sigma^2_{(B_1)}+\sigma^2_{(B_2)}+\ldots+\sigma^2_{(B_{n-1})}}=\sqrt{\sum_{j=1}^{n-1}\sigma^2_{(B_j)}}\,, \tag{13.18}$$

adică, abaterea medie pătratică a dimensiunii de închidere este egală cu radical din suma pătratelor abaterilor medii pătratice ale dimensiunilor primare ale lanțului (semnul minus în fața radicalului a fost omis, deoarece abaterea medie pătratică este o valoare pozitivă).

Un important parametru statistic este așa-numita *abatere relativă medie pătratică*, exprimată prin relația:

$$\lambda=\frac{\sigma}{\frac{v}{2}}=\frac{2\sigma}{v}=\frac{1}{z}\,, \tag{13.19}$$

în care: v este amplitudinea intervalului de împrăștiere, care, în cazul unei mărimi oarecare x, are valoarea $v=x_{max}-x_{min}$;

$z=v/2\sigma$ — raportul dintre jumătatea amplitudinii și abaterea medie pătratică.

Pentru legea de distribuție normală, considerată ca etalon, $v=6\sigma$, respectiv $z=3$ și, în ultimă instanță,

$$\lambda_e=\frac{1}{3}\,. \tag{13.20}$$

Dacă amplitudinea intervalului de împrăștiere se ia egală cu toleranța, respectiv $v=T$, expresia (13.19) capătă forma generală:

$$\lambda=\frac{\sigma}{0{,}5T}\,. \tag{13.21}$$

Raportul:

$$k=\frac{\lambda}{\lambda e} \tag{13.22}$$

se numește *coeficient de împrăștiere relativă* și caracterizează împrăștierea după o lege de distribuție considerată în comparație cu legea de distribuție normală (etalon).

Dacă λ_e se înlocuiește cu valoarea din relația (13.20) și se ține seama de relația (13.19), se obține:

$$k=3\lambda=3\,\frac{2\sigma}{v}=\frac{6\sigma}{v}\,. \tag{13.23}$$



Scanned with OKEN Scanner

Din relaţia (13.21),

$$\sigma = 0,5\lambda \cdot T. \tag{13.24}$$

Înlocuind această expresie în relaţia (13.18), rezultă :

$$\lambda_{RB}\, T_{RB} = \sqrt{\sum_{j=1}^{n-1} \lambda_{Bj}^2\, T_{Bj}^2}. \tag{13.25}$$

Conform relaţiei (13.22), se poate scrie :

$$\lambda_{RB} = k_{RB} \cdot \lambda_e \text{ şi } \lambda_{Bj} = k_{Bj} \cdot \lambda_e, \tag{13.26}$$

şi atunci relaţia (13.25) se transformă astfel :

$$k_{RB} \cdot \lambda_e T_{RB\ pr.} = \sqrt{\sum_{j=1}^{n-1} k_{Bj}^2\, \lambda_e^2\, T_{Bj}^2}, \tag{13.27}$$

de unde :

$$T_{RB\ pr.} = \frac{1}{k_{RB}} \sqrt{\sum_{j=1}^{n-1} k_{B_j}^2 \cdot T_{Bj}^2}. \tag{13.28}$$

Presupunînd că dimensiunile primare ale lanţului au, pentru valorile lor efective, o distribuţie care se conduce după legea normală (Gauss-Laplace), dimensiunea de închidere va avea o distribuţie după aceeaşi lege şi relaţia (13.28) devine :

$$T_{RB\ pr.} = \sqrt{\sum_{j=1}^{n-1} T_{Bj}^2} \tag{13.29}$$

întrucît $k_R = k_{Bj} = 1$ (prin $T_{RB\ pr.}$ s-a notat *toleranţa probabilă* sau *practică* a dimensiunii de închidere).

La aceeaşi relaţie (13.29) se poate ajunge şi dacă, pornind de la relaţia (13.18), se presupune, de la început, că distribuţia valorilor efective ale dimensiunilor primare se conduce după legea lui Gauss-Laplace. Într-adevăr, dacă : $T_{B1} = 6\sigma_{B1}$, $T_{B2} = 6\sigma_{B2}$, ... $T_{B_{n-1}} = 6\sigma_{B_{n-1}}$, relaţia (13.18) se poate scrie astfel :

$$\sigma_{(R_B)} = \sqrt{\left(\frac{T_{B_1}}{6}\right)^2 + \left(\frac{T_{B_2}}{6}\right)^2 + \ldots + \left(\frac{T_{B_{n-1}}}{6}\right)^2} = \frac{1}{6}\sqrt{T_{B_1}^2 + T_{B_2}^2 + \ldots + T_{B_{n-1}}^2} \tag{13.30}$$

de unde :

$$6\,\sigma_{(R_B)} = T_{RB\ pr.} = \sqrt{\sum_{j=1}^{n-1} T_{B_j}^2}. \tag{13.31}$$

În situaţia cînd dimensiunile primare ale lanţului au acelaşi fel de distribuţie dar diferă de distribuţia normală sau lanţul are un număr mare de dimen-

siuni ($n>6$), toleranţa probabilă a dimensiunii de închidere se calculează cu relaţia:

$$T_{RB\,pr.}=\frac{k_D}{k_{RB}}\sqrt{\sum_{j=1}^{n-1} k_{B_j}^2\cdot T_{B_j}^2} \tag{13.32}$$

sau, pentru distribuţia normală a dimensiunilor de închidere,

$$T_{RB\,pr.}=k_D\sqrt{\sum_{j=1}^{n-1} T_{B_j}^2}\,. \tag{13.33}$$

în care

$$k_D=1{,}8-0{,}8\,\frac{\sqrt{\sum_{j=1}^{n-1} T_{B_j}^2}}{\sum_{j=1}^{n-1} T_{B_j}}\,. \tag{13.34}$$

Relaţiile (13.28) ... (13.33) arată că toleranţa dimensiunii de închidere determinată prin metoda probabilistică este mai mică decît toleranţa dimensiunii de închidere determinată prin metoda de maxim şi minim sau prin metoda algebrică (fig. 13.5 şi 13.6). Acest lucru are foarte mare importanţă mai ales la rezolvarea problemei inverse (de proiectare) a lanţurilor de dimensiuni.

Abaterile limită probabile (practice) ale dimensiunii de închidere se pot calcula fie în funcţie de abaterile limită teoretice determinate prin metoda de maxim şi minim sau metoda algebrică, fie în funcţie de valoarea centrală a dimensiunii de închidere.

În primul caz, se poate scrie (fig. 13.5)

$$A_{sR_B\,pr.}=A_{sR_B}-\frac{T_{RB}-T_{RB\,pr}}{2}\,; \tag{13.35}$$

$$A_{iR_B\,pr.}=A_{iR_B}+\frac{T_{RB}-T_{RB\,pr}}{2}\,. \tag{13.36}$$

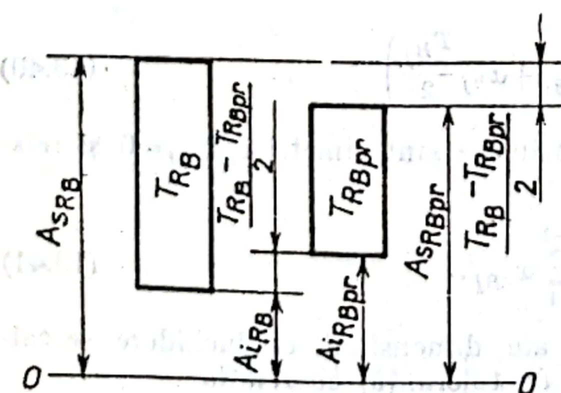


Fig. 13.5. Toleranţa teoretică şi toleranţa probabilistică a dimensiunii de închidere.

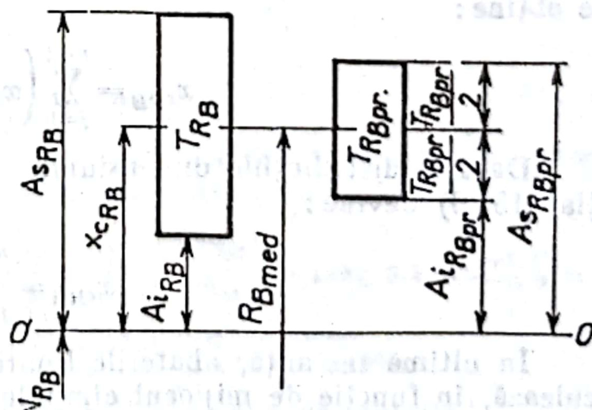


Fig. 13.6. Toleranţa teoretică şi toleranţa probabilistică a dimensiunii de închidere.

Scanned with OKEN Scanner

În cel de-al doilea caz (fig. 13.6), se porneşte de la *coeficientul de asimetrie relativă* (v. cap. 4), care caracterizează deplasarea valorii medii μ a mărimii date faţă de mijlocul cîmpului de toleranţă (valoarea centrală) x_c şi care are expresia generală :

$$\alpha = \frac{\mu - x_c}{\frac{T}{2}}. \tag{13.37}$$

Cînd valoarea nominală şi abaterile limită ale unei dimensiuni sînt cunoscute, valoarea centrală x_c se calculează ca diferenţa dintre valoarea medie (semisuma valorilor limită) şi valoarea nominală sau ca semisuma algebrică a abaterilor limită.

Acest coeficient poate avea valoare pozitivă, negativă sau zero, indicînd sensul asimetriei, respectiv lipsa ei.

Din relaţia (13.37) se poate scoate relaţia :

$$\mu = x_c + \alpha \frac{T}{2}. \tag{13.38}$$

Avînd în vedere proprietatea (v. cap. 4) că valoarea medie a unei sume algebrice de mărimi întîmplătoare este egală cu suma algebrică a mediilor mărimilor întîmplătoare date, pentru lanţurile de dimensiuni se poate scrie :

$$\mu_{RB} = \sum_{j=1}^{n-1} \mu_{Bj}. \tag{13.39}$$

Pe baza acestei relaţii, se poate scrie pentru fiecare termen în parte:

$$\mu_{RB} = x_{cB_R} + \alpha_{RB} \frac{T_{RB\ pr}}{2}; \quad \mu_{B1} = x_{cB_1} + \alpha_{B_1} \frac{T_{B1}}{2};$$

$$\mu_{B2} = x_{cB_2} + \alpha_{B2} \frac{T_{B2}}{2}; \quad \ldots\ldots\ldots\ldots; \quad \mu_{Bn-1} = x_{cB_{n-1}} + \alpha_{Bn-1} \frac{T_{Bn-1}}{2}.$$

Pentru că, indiferent de asimetria distribuţiilor dimensiunilor primare, distribuţia dimensiunii de închidere este sau tinde către o distribuţie simetrică, se poate considera $\alpha_{RB} = 0$. Ca urmare, înlocuindu-se aceste relaţii în (13.39), se obţine :

$$x_{cRB} = \sum_{j=1}^{n-1} \left(x_{cBj} + \alpha_{Bj} \frac{T_{Bj}}{2} \right) \tag{13.40}$$

Dacă şi distribuţiile dimensiunilor primare sînt simetrice, $\alpha_{Bj} = 0$ şi relaţia (13.40) devine :

$$x_{cRB} = \sum_{j=1}^{n-1} x_{cBj}. \tag{13.41}$$

În ultimă instanţă, abaterile limită ale dimensiunii de închidere se calculează, în funcţie de mijlocul cîmpului de toleranţă, cu relaţia :

$$A_{sRB\ pr} = x_{cRB} + \frac{T_{RB\ pr}}{2}; \tag{13.42}$$

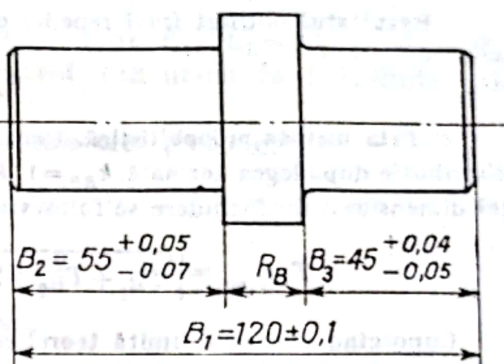


Fig. 13.7. Lanț cu patru dimensiuni.

$$A_{iRB\,pr} = x_{cRB} - \frac{T_{RB\,pr}}{2}. \qquad (13.43)$$

Pentru a înțelege mai bine cele expuse, vor fi calculate, prin aplicarea celor trei metode, valoarea nominală, toleranța și abaterile limită ale dimensiunii de închidere din lanțul prezentat în figura 13.7.

a. Prin metoda de maxim și minim. Dimensiunea B_1 este dimensiunea primară măritoare, iar B_2 și B_3 sînt dimensiuni primare reducătoare.

Conform relației (13.2), valoarea nominală a dimensiunii de închidere este:

$$N_{R_B} = N_{B_1} - (N_{B_2} + N_{B_3}) = 120 - (55 + 45) = 120 - 100 = 20 \text{ mm}.$$

Aplicînd relațiile (13.9) și (13.10), abaterile limită ale dimensiunii de închidere sînt

$$A_{sRB} = A_{sB1} - (A_{iB2} + A_{iB3}) = +0,10 - (-0,007 - 0,05) = 0,22 \text{ mm};$$

$$A_{iRB} = A_{iB1} - (A_{sB2} + A_{sB3}) = -0,10 - (+0,05 + 0,04) = -0,19 \text{ mm}.$$

Toleranța dimensiunii de închidere se determină ca și diferența abaterilor limită și conform relației (13.13):

$$T_{RB} = A_{sRB} - A_{iRB} = 0,22 - (-0,19) = T_{B1} + T_{B2} + T_{B3} = 0,20 + 0,12 + 0,09 = 0,41 \text{ mm}.$$

În final, rezultă:

$$R_B = 20^{+0,22}_{-0,19} \text{ mm}.$$

b. Prin metoda algebrică. Conform relației (13.14), se determină, simultan, valoarea nominală și abaterile limită ale dimensiunii de închidere:

$$N_{RB}{}^{+A_{sRB}}_{+A_{iRB}} = N_{B1}{}^{+A_{sB1}}_{+A_{iB1}} - \left(N_{B2}{}^{+A_{sB2}}_{+A_{iB2}}\right) - \left(N_{B3}{}^{+A_{sB3}}_{+A_{iB3}}\right) = 120 \pm 0,1 - 55^{+0,07}_{-0,05} -$$

$$- 45^{+0,05}_{-0,04} = (120 - 55 - 45)^{+0,10\ +0,07\ +0,05}_{-0,10\ -0,05\ -0,04} = 20^{+0,22}_{-0,19} \text{mm}.$$

Pentru verificare, se calculează toleranța cu una din relațiile obișnuite:

$$T_{RB} = A_{sR_B} - A_{iR_B} = 0,22 - (-0,19) = 0,20 + 0,12 + 0,009 = 0,41 \text{ mm}.$$

Scanned with OKEN Scanner

Rezultatul obținut (mai repede) este acelaşi cu cel de la metoda de maxim şi minim,

$$R_B = 20^{+0,22}_{-0,19} \text{ mm}.$$

c. **Prin metoda probabilistică.** Considerînd că dimensiunile primare B_1, B_2 şi B_3 au o distribuție după legea normală, $k_{RB}=1$, $k_D=1$ şi $\alpha_{Bi}=0$. În acest caz, pentru calculul toleranței dimensiunii de închidere se foloseşte relația (13.29) sau (13.31):

$$T_{RB\ pr.} = \sqrt{T^2_{B_1} + T^2_{B_2} + T^2_{B_3}} = \sqrt{0,20^2+0,12^2+0,09^2} = 0,25 \text{ mm}$$

Cunoscînd abaterile limită teoretice determinate prin metoda de maxim şi minim sau prin metoda algebrică, abaterile limită probabile ale dimensiunii de închidere se vor calcula cu ajutorul relațiilor (13.35) şi respectiv (13.36):

$$A_{sRB\ pr} = A_{sRB} - \frac{T_{RB} - T_{RB\ pr}}{2} = 0,22 - \frac{0,41-0,25}{2} = 0,22 - 0,08 = +0,14 \text{ mm};$$

$$A_{iRB\ pr} = A_{iRB} + \frac{T_{RB} - T_{RB\ pr}}{2} = -0,19 + 0,08 = -0,11 \text{ mm}.$$

Ca rezultat final, s-a obținut:

$$R_{B\ pr} = 20^{+0,14}_{-0,11} \text{ mm}.$$

Aplicînd relațiile (13.41) ... (13.43), se obține:

$$x_{cR_B} = x_{cB1} - x_{cB2} - x_{cB3} = \left(\frac{+0,1-0,1}{2}\right) - \left(\frac{+0,05-0,07}{2}\right) - \left(\frac{+0,04-0,05}{2}\right) =$$

$$= 0 - (-0,01) - (-0,005) = 0,015 \text{ mm};$$

$$A_{sRB\ pr} = x_{cRB} + \frac{T_{RB\ pr}}{2} = 0,015 + \frac{0,25}{2} = 0,015 + 0,125 = +0,14 \text{ mm};$$

$$A_{iRB\ pr} = x_{cRB} - \frac{T_{RB\ pr}}{2} = 0,015 - \frac{0,25}{2} = 0,015 - 0,125 = -0,11 \text{ mm}.$$

Rezultatele obținute prin metoda probabilistică arată că precizia practică (probabilă) a dimensiunii de închidere este mai mare, respectiv toleranța acestei dimensiuni este simțitor mai mică decît cea rezultată prin metoda de maxim şi minim sau prin metoda algebrică.

Mai interesante sînt calculele legate, în unele cazuri, de trecerea de la lanțul de dimensiuni de proiectare (funcțional) la lanțul de dimensiuni tehnologic. Fie, de exemplu, lanțul de dimensiuni de proiectare prezentat în figura 13.8, *a*, în care sînt prescrise dimensiunile primare funcționale B_1, B_2 şi B_3, lungimea totală R_B fiind dimensiunea de închidere. Dar, din punct de vedere tehnologic, mai rațională este cotarea din figura 13.8, *b* (lanț de dimen-

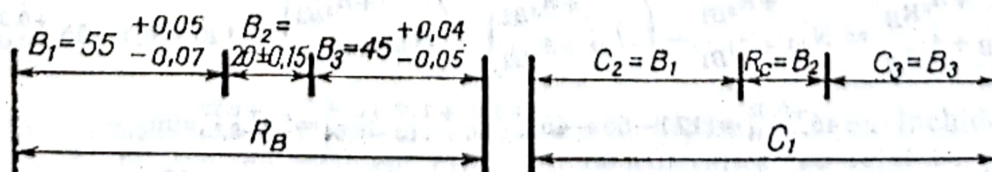


Fig. 13.8. Lanț de dimensiuni de proiectare (*a*) şi lanț de dimensiuni tehnologic (*b*).

siuni tehnologic), în care dimensiuni primare sînt C_1, $C_2=B_1$ şi $C_3=B_3$, dimensiune de închidere fiind $R_C=B_2$. La acest din urmă lanţ trebuie calculată, deci, dimensiunea primară C_1.

Calculele se vor efectua prin fiecare din cele trei metode.

a. Prin metoda de maxim şi minim. Respectînd strict relaţiile fundamentale ale lanţurilor de dimensiuni, se poate scrie

— valoarea nominală a dimensiunii de închidere,

$$N_{RC}=N_{C1}-N_{C2}-N_{C3},$$

de unde, valoarea nominală a dimensiunii C_1

$$N_{C1}=N_{RC}+N_{C2}+N_{C3}=N_{B2}+N_{B1}+N_{B3}=20+55+45=120 \text{ mm};$$

— abaterea superioară a dimensiunii de închidere

$$A_{sRC}=A_{sC1}-A_{iC2}-A_{iC3},$$

de unde, abaterea superioară a dimensiunii C_1

$$A_{sC1}=A_{sRC}+A_{iC2}+A_{iC3}=A_{sB2}+A_{iB1}+A_{iB3}=0{,}15-0{,}07-0{,}05=0{,}03 \text{ mm};$$

— abaterea inferioară a dimensiunii de închidere

$$A_{iRC}=A_{iC1}-A_{sC2}-A_{sC3},$$

de unde, abaterea inferioară a dimensiunii C_1

$$A_{iC1}=A_{iRC}+A_{sC2}+A_{sC3}=A_{iB2}+A_{sB1}+A_{s\;\;3}=-0{,}15+0{,}05+0{,}04=-0{,}06 \text{ mm};$$

— toleranţa dimensiunii de închidere

$$T_{RC}=T_{C1}+T_{C2}+T_{C3},$$

de unde, toleranţa dimensiunii C_1

$$T_{C1}=T_{RC}-T_{C2}-T_{C3}=T_{B2}-T_{B1}-T_{B3}=0{,}30-0{,}12-0{,}009=0{,}09 \text{ mm}$$

dar în acelaşi timp,

$$T_{C1}=A_{sC1}-A_{iC1}=0{,}03-(-0{,}06)=0{,}09 \text{ mm}.$$

Rezultatul final se poate scrie sub forma:

$$C_1=120^{+0{,}03}_{-0{,}06} \text{mm}.$$

b. Prin metoda algebrică. Conform relaţiei (13.14), pentru dimensiunea de închidere se poate scrie:

$$N_{RC}{}^{+A_{sRC}}_{+A_{iRC}}=N_{C1}{}^{+A_{sC1}}_{+A_{iC1}}-\left(N_{C2}{}^{+A_{sC2}}_{+A_{iC2}}\right)-\left(N_{C3}{}^{+A_{sC3}}_{+A_{iC3}}\right).$$

Făcînd înlocuirile corespunzătoare, se obţine:

$$20\pm0{,}15=(N_{C1}-55-45)^{A_{sC1}}_{A_{iC1}}{}^{+0{,}07}_{-0{,}05}{}^{+0{,}05}_{-0{,}04}.$$

Scanned with OKEN Scanner

Valoarea nominală a dimensiunii C_1:

$$20 = N_{C1} - 55 - 45\ ;\ N_{C1} = 20 + 55 + 45 = 120 \text{ mm}.$$

Abaterea superioară a dimensiunii C_1

$$0{,}15 = A_{sC1} + 0{,}07 + 0{,}05\ ; \Rightarrow A_{sC1} = 0{,}15 - 0{,}07 - 0{,}05 = 0{,}03 \text{ mm}.$$

Abaterea inferioară a dimensiunii C_1

$$-0{,}15 = A_{iC1} - 0{,}05 - 0{,}04 \Rightarrow A_{iC1} = -0{,}15 + 0{,}05 + 0{,}04 = -0{,}06 \text{ mm}$$

Rezultatul final

$$C_1 = 120^{+0{,}03}_{-0{,}06} \text{ mm}$$

este același ca și după calculul prin metoda de maxim și minim.

c. **Prin metoda probabilistică.** Se consideră $k_{RC} = 1$ și $\alpha_{R_C} = \alpha_{C_j} = 0$.

Valoarea nominală a dimensiunii de închidere

$$N_{RC} = N_{C1} - N_{C2} - N_{C3},$$

de unde, valoarea nominală a dimensiunii C_1 este:

$$N_{C1} = N_{RC} + N_{C2} + N_{C3} = 20 + 55 + 45 = 120 \text{ mm}.$$

Toleranța dimensiunii de închidere va fi:

$$T_{RC\ pr} = \sqrt{T_{C1}^2 + T_{C2}^2 + T_{C3}^2},$$

de unde, toleranța dimensiunii C_1 va avea valoarea:

$$T_{C1} = \sqrt{T_{RC}^2 - T_{C2}^2 - T_{C3}^2} = \sqrt{0{,}30^2 - 0{,}12^2 - 0{,}09^2} \approx 0{,}26 \text{ mm}.$$

După cum se vede, toleranța dimensiunii primare C_1 rezultă, prin metoda probabilistică, mult mai mare decît prin metoda de maxim și minim sau prin metoda algebrică, ceea ce este foarte convenabil din punct de vedere tehnologic.

Valoarea centrală (mijlocul toleranței) dimensiunii C_1 se determină din relația:

$$x_{cRC} = x_{cC1} - x_{cC2} - x_{cC3},$$

respectiv:

$$x_{cC1} = x_{cRC} + x_{cC2} + x_{cC3} = x_{cB2} + x_{cR1} + x_{cB3} = 0 + \left(\frac{0{,}05 - 0{,}07}{2}\right) + \left(\frac{0{,}04 - 0{,}05}{2}\right) =$$
$$= 0 - 0{,}01 - 0{,}005 = -0{,}015 \text{ mm}.$$

Abaterile limită probabile ale dimensiunii C_1 sînt:

$$A_{sC1} = x_{cC1} + \frac{T_{C1}}{2} = -0{,}015 + \frac{0{,}260}{2} = -0{,}015 + 0{,}130 = +0{,}115 \text{ mm};$$

$$A_{iC1} = x_{cC1} - \frac{T_{C1}}{2} = -0{,}015 - 0{,}130 = -0{,}145 \text{ mm}.$$

Rezultatul final este:

$$C_{1\ pr} = 120^{+0{,}115}_{-0{,}145} \text{ mm}.$$

13.3. REZOLVAREA PROBLEMEI DIRECTE A LANŢURILOR DE DIMENSIUNI LINIARE NEPARALELE

Rezolvarea problemei directe a lanţurilor de dimensiuni liniare neparalele se face prin aceleaşi metode ca şi în cazul lanţurilor de dimensiuni paralele.

Fie lanţul de dimensiuni liniare neparalele prezentat în figura 13.9, în care L_1 şi L_2 sînt dimensiuni primare, iar distanţa R_L dintre centrele celor două găuri este dimensiune de închidere. Problema se poate reduce la rezolvarea unui lanţ cu dimensiuni paralele, dacă dimensiunile primare se proiectează pe direcţia dimensiunii de închidere:

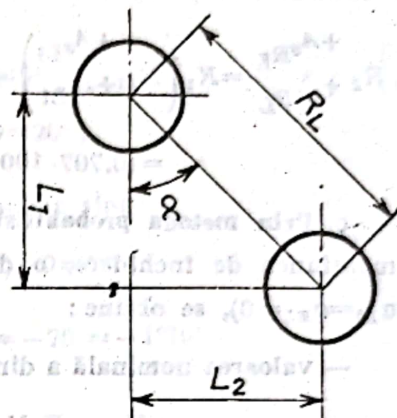


Fig. 13.9. Lanţ de dimensiuni liniare neparalele.

$$R_L = L_1 \cos\alpha + L_2 \cos(90° - \alpha).$$

Această relaţie arată că valorile nominale şi variaţiile dimensiunilor primare nu se transmit integral la dimensiunea de închidere, ci într-un anumit raport, determinat, în cazul de faţă, de $\cos\alpha$ şi respectiv $\cos(90° - \alpha)$. Dacă aceste rapoarte de transmitere se notează cu K_1 şi respectiv K_2, se poate scrie:

$$R_L = K_1 L_1 + K_2 L_2 = \sum_{j=1}^{n} K_j \cdot L_j.$$

Rapoartele de transmitere $K_1, K_2 \ldots, K_n$ au, fiecare, o anumită valoare care depinde de expresia raportului şi un anumit semn care depinde de faptul dacă dimensiunea primară este măritoare (+) sau reducătoare (−).

Ţinînd seama de cele expuse, rezolvarea lanţului de dimensiuni dat pentru $L_1 = L_2 = 100 \pm 0,1$ mm şi $\alpha = 45°$, se face după cum urmează:

a. **Prin metoda de maxim şi minim:**

— Valoarea nominală a dimensiunii de închidere R_L va fi:

$$N_{R_L} = K_1 N_{L1} + K_2 N_{L2} = 100 \cos 45° + 100 \cos 45° = 2 \cdot 100 \cdot 0,707 = 141,4 \text{ mm}.$$

— Abaterile limită ale dimensiunii R_L se calculează astfel:

$$A_{sR_L} = K_1 A_{sL1} + K_2 A_{sL2} = 0,1 \cos 45° + 0,1 \cos 45° = 2 \cdot 0,1 \cdot 0,707 \approx 0,141 \text{ mm};$$

$$A_{iR_L} = K_1 A_{iL1} + K_2 A_{iL2} = -0,1 \cos 45 - 0,1 \cos 45° = -2 \cdot 0,1 \cdot 707 \approx -0,141 \text{ mm}.$$

Scanned with OKEN Scanner

— Toleranța dimensiunii de închidere va fi :

$$T_{RL}=A_{sRL}-A_{iRL}=0{,}141-(-0{,}141)=K_1T_{L1}+K_2T_{L2}=2\cdot 0{,}2\cdot \cos 45^\circ =$$

$$=2\cdot 0{,}2\cdot 0{,}707=0{,}282 \text{ mm}.$$

Rezultatul final se poate scrie sub forma :

$$R_L=141{,}4\pm 0{,}141 \text{ mm}.$$

b. **Prin metoda algebrică.** Valoarea nominală, abaterile limită și toleranța dimensiunii de închidere se calculează astfel :

$$R_L{}^{+A_{sR_L}}_{+A_{iR_L}}=K_1\left(N_{L1}{}^{+A_{sL1}}_{+A_{iL1}}\right)+K_2\left(N_{L2}{}^{+A_{sL2}}_{+A_{iL2}}\right)=(K_1N_{L1}+K_2N_{L2})\begin{pmatrix}+K_1A_{sL1}+K_2A_{sL2}\\ +K_1A_{iL1}+K_2A_{iL2}\end{pmatrix}=$$

$$=(0{,}707\cdot 100+0{,}707\cdot 100)^{+2\cdot 0{,}1\cdot 0{,}707}_{-2\cdot 0{,}1\cdot 0{,}707}=141{,}4\pm 0{,}141 \text{ mm}.$$

c. **Prin metoda probabilistică.** Presupunînd, pentru dimensiunile primare și pentru dimensiunea de închidere, o distribuție normală și simetrică ($k_{L1}=k_{L2}=k_{RL}=1$ și $\sigma_{L1}=\alpha_{L2}=\alpha_{RL}=0$), se obține :

— valoarea nominală a dimensiunii de închidere:

$$N_{RL}=K_1N_{L1}+K_2N_{L2}=2\cdot 100\cdot 0{,}707=141{,}4 \text{ mm};$$

— toleranța dimensiunii de închidere :

$$T_{RL}=\sqrt{K_1^2T_{L1}^2+K_2^2T_{L2}^2}=0{,}707\cdot 0{,}2\sqrt{2}=0{,}1988\approx 0{,}2 \text{ mm};$$

— întrucît la dimensiunile primare abaterile limită sînt egale în valoare absolută (toleranțe simetrice), dimensiunea de închidere va avea, de asemenea, abateri limită egale în valoare absolută :

$$A_{sRL}=+0{,}1 \text{ mm și } A_{iRL}=-0{,}1 \text{ mm}.$$

În final,

$$R_L=141{,}4\pm 0{,}1 \text{ mm}.$$

13.4. REZOLVAREA PROBLEMEI DIRECTE A LANȚURILOR DE DIMENSIUNI UNGHIULARE

Problema directă a lanțurilor de dimensiuni unghiulare se rezolvă, în general, prin aceleași metode ca și problema directă a lanțurilor de dimensiuni tratate mai înainte.

Fie, de exemplu, lanțul de dimensiuni unghiulare prezentat în figura 13.10 și în care dimensiunile unghiulare primare au următoarele valori : $\alpha_1=120^\circ\pm\pm 30'$, $\alpha_2=60^\circ\pm 20'$ și $\alpha_3=40^\circ{}^{+20'}_{0}$. Calculele se efectuează după cum urmează (unghiul α_1 este dimensiune măritoare, iar unghiurile α_2 și α_3 sînt dimensiuni reducătoare).

Scanned with OKEN Scanner

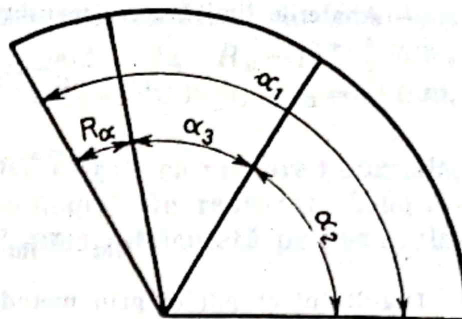



Fig. 13.10. Lanț de dimensiuni unghiulare.

a. Prin metoda de maxim și minim :

— Valoarea nominală a dimensiunii unghiulare de închidere :

$$N_{R\alpha}=N_{\alpha_1}-N_{\alpha_2}-N_{\alpha_3}=120-60-40=20^\circ ;$$

— Abaterile limită ale dimensiunii unghiulare de închidere sînt :

$$A_{sR\alpha}=A_{s\alpha_1}-A_{i\alpha_2}-A_{i\alpha_3}=30'-(-20')-0=50' ;$$

$$A_{iR\alpha}=A_{i\alpha_1}-A_{s\alpha_2}-A_{s\alpha_3}=-30'-20'-20'=-70'=-1^\circ 10'$$

— Toleranța dimensiunii unghiulare R_α :

$$T_{R\alpha}=A_{sR\alpha}-A_{iR\alpha}=50'-(-70')=120'=2^\circ$$

sau

$$T_{R\alpha}=T_{\alpha_1}+T_{\alpha_2}+T_{\alpha_3}=60'+40'+20'=120'=2^\circ.$$

În final, rezultatul este :

$$R_\alpha=20^\circ{}^{+50'}_{-70'}.$$

b. Prin metoda algebrică. Pentru valoarea nominală și abaterile limită ale dimensiunii R_α se poate scrie :

$$R\alpha{}^{+A_{sR\alpha}}_{+A_{iR\alpha}}=N_{\alpha_1}{}^{+A_{s\alpha_1}}_{+A_{i\alpha_1}}-\left(N_{\alpha_2}{}^{+A_{s\alpha_2}}_{+A_{i\alpha_2}}\right)-\left(N_{\alpha_3}{}^{+A_{s\alpha_3}}_{+A_{i\alpha_3}}\right)=$$

$$=(N_{\alpha 1}-N_{\alpha 2}-N_{\alpha 3})\,{}^{+A_{s\alpha_1}\;-A_{i\alpha_2}\;-A_{i\alpha_3}}_{+A_{i\alpha_1}\;-A_{s\alpha_2}\;-A_{s\alpha_3}}=(120-60-40)^{30'+20'}_{-30'-20'-20'}=20^\circ{}^{+50'}_{-70'}.$$

c. Prin metoda probabilistică. Pentru dimensiunile unghiulare primare și pentru R_α se consideră distribuția normală și asimetria zero.

— Valoarea nominală a lui R_α (ca la metoda de maxim și minim) :

$$N_{R\alpha}=N_{\alpha_1}-N_{\alpha_2}-N_{\alpha_3}=120^\circ-60^\circ-40^\circ=20^\circ.$$

— Toleranța dimensiunii de închidere R_α :

$$T_{R\alpha}=\sqrt{T^2_{\alpha 1}+T^2_{\alpha 2}+T^2_{\alpha 3}}=\sqrt{60^2+40^2+20^2}=\sqrt{5\ 600'}=74'.$$

— Abaterile limită ale dimensiunii de închidere:

$$x_{c_{R\alpha}} = x_{c_{\alpha_1}} - x_{c_{\alpha_2}} - x_{c_{\alpha_3}} = 0 - 0 - 10' = -10';$$

$$A_{s_{R\alpha}} = x_{c_{R\alpha}} + \frac{T_{R\alpha}}{2} = -10 + 37 = 27';$$

$$A_{i_{R\alpha}} = x_{c_{R\alpha}} - \frac{T_{R\alpha}}{2} = -10 - 37 = -47'.$$

Rezultatul calculului prin metoda probabilistică:

$$R_\alpha = 20^{\circ}{}^{+27'}_{-47'}.$$

13.5. REZOLVAREA PROBLEMEI INVERSE A LANŢURILOR DE DIMENSIUNI

Problema inversă a lanţurilor de dimensiuni mai este numită şi *problema de proiectare*. Dar, în mod practic, ea este, aşa cum se va vedea, şi o problemă tehnologică, ce trebuie să fie rezolvată corespunzător cu condiţiile concrete (tehnologice) de realizare a pieselor şi produselor în industria constructoare de maşini, respectîndu-se, evident, condiţiile prescrise la proiectare.

În funcţie de o serie de factori şi condiţii (complexitatea lanţurilor, precizia impusă dimensiunilor, volumul de producţie etc.), problema inversă a lanţurilor de dimensiuni se poate rezolva prin următoarele metode:

— metoda toleranţei medii;
— metoda determinării preciziei lanţului de dimensiuni;
— metoda sortării pe grupe de dimensiuni;
— metoda reglării;
— metoda ajustării.

13.5.1. METODA TOLERANŢEI MEDII

În figura 13.11, *a* este prezentată o parte din ansamblul unui reductor, al cărui lanţ de dimensiuni este redat schematic în figura 13.11, *b*. Se cere să se determine toleranţele şi abaterile limită ale dimensiunilor primare, astfel ca,

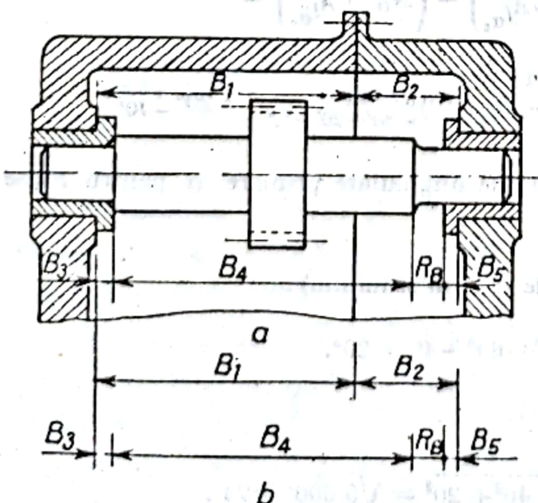


Fig. 13.11. Lanţ de dimensiuni din ansamblu unui reductor.

prin asamblarea neselectivă a pieselor componente, dimensiunea de închidere să rezulte la valori între limitele prescrise, respectiv la $R_B = 15^{+0,5}_{-0,3}$ mm; valorile nominale ale dimensiunilor primare sînt: $N_{B1} = 140$ mm, $N_{B2} = 60$ mm, $N_{B3} = N_{B5} = 10$ mm şi $N_{B4} = 165$ mm.

Dacă se presupune că dimensiunile primare sînt egale ca valoare nominală, ca importanţă funcţională şi ca dificultate tehnologică de realizare, toleranţele lor sînt egale între ele şi egale cu o toleranţă medie calculată pe baza relaţiei (13.13):

$$T_{Bj} = \frac{T_{RB}}{n-1} = \frac{0,8}{5} = 0,16 \text{ mm}. \qquad (13.45)$$

Această toleranţă poate fi considerată doar ca valoare orientativă şi, în consecinţă, pentru fiecare dimensiune primară, în funcţie de mărimea ei, de importanţa pe care o are în lanţ (sau în asamblare, în general) şi, mai ales, de dificultăţile tehnologice de realizare, se stabileşte o toleranţă corespunzătoare, mai mare, eventual egală sau mai mică decît toleranţa medie.

Pentru lanţul de dimensiuni luat ca exemplu, se stabilesc următoarele valori ale toleranţelor:

$$T_{B1} = T_{B4} = 0,24 \text{ mm}; \; T_{B2} = 0,16 \text{ mm}; \; T_{B3} = T_{B5} = 0,08 \text{ mm}.$$

În ce priveşte valorile abaterilor limită, respectiv poziţiile toleranţelor faţă de valorile nominale ale dimensiunilor primare, se recomandă următoarea soluţie, rezultată din relaţiile fundamentale ale lanţurilor de dimensiuni:

— pentru toleranţele dimensiunilor primare măritoare se stabileşte o poziţie identică cu poziţia toleranţei dimensiunii de închidere (în aceeaşi proporţie deasupra, dedesubtul sau de o parte şi alta a liniei zero);

— pentru toleranţele dimensiunilor primare reducătoare, se stabileşte o poziţie exact inversă poziţiei toleranţei dimensiunii de închidere.

In exemplul analizat, toleranţa dimensiunii de închidere se află în proporţie de 5/8 deasupra liniei zero şi 3/8 dedesubtul liniei zero. Ca urmare, dimensiunile primare cu toleranţe şi abateri limită vor fi (dimensiuni măritoare sînt B_1 şi B_2, dimensiuni reducătoare B_3, B_4 şi B_5):

$$B_1 = 140^{+0,15}_{-0,09} \text{mm}; \quad B_2 = 60^{+0,10}_{-0,06} \text{mm};$$

$$B_3 = B_5 = 10^{+0,03}_{-0,05} \text{ mm}; \quad B_4 = 165^{+0,09}_{-0,15} \text{ mm}.$$

Făcîndu-se verificarea conform relaţiilor (13.9) şi (13.10), se constată că abaterile au fost corect determinate.

De menţionat că toleranţele pot avea şi alte poziţii dacă, pornind de la soluţia expusă imediat mai înainte, abaterile limită superioare şi inferioare se măresc sau se micşorează, cu aceeaşi valoare şi în acelaşi sens, atît la dimensiunile primare, cît şi la cele reducătoare.

Problema determinării toleranţelor se poate rezolva şi probabilistic. Conform relaţiei (13.29), pentru presupunerea că toleranţele dimensiunilor primare sînt egale între ele, se poate scrie:

$$T_{Bj} = \frac{T_{BR}}{\sqrt{n-1}} = \frac{0,8}{\sqrt{5}} \approx 0,36 \text{ mm}.$$

În acest caz, dimensiunile primare, cu toleranțe și abateri limită sînt:

$$B_1=140^{+0,35}_{-0,21}\text{mm}\ ;\ B_2=60^{+0,21}_{-0,13}\text{mm}\ ;$$

$$B_3=B_5=10^{+0,06}_{-0,10}\text{mm}\ ;\ B_4=165^{+0,21}_{-0,35}\ .$$

Rezolvarea probabilistică este, evident, mai convenabilă din punct de vedere tehnologic, dar poate fi luată în considerare numai dacă procesul de realizare a dimensiunilor primare este bine pus la punct.

Metoda toleranței medii se poate aplica, cu mare ușurință și rapiditate, în producția de serie mare și de masă.

13.5.2. METODA DETERMINĂRII PRECIZIEI LANȚULUI

În cadrul acestei metode, se face o analogie cu asamblările pieselor lise, respectiv cilindrice (v. cap. 6). Dacă se ia în considerare relația (6.1), se poate scrie:

$$k=\frac{T}{i}\ , \tag{13.46}$$

în care: k este coeficientul ale cărui valori corespund diferitelor trepte de precizie ISO (respectiv clase de precizie STAS);
T — toleranța dimensiunii, în μm;
i — unitatea de toleranță, în μm.

În cazul lanțurilor de dimensiuni liniare sau unghiulare, coeficientul k este numărul de unități de toleranță care caracterizează precizia lanțului; în locul lui T se trece valoarea toleranței dimensiunii de închidere, iar în locul lui i se trece suma unităților de toleranță pentru dimensiunile primare (T_{BB} fiind o sumă de toleranțe). Ca urmare:

$$k=\frac{T_{RB}}{\sum_{j=1}^{n-1} i_{Bj}}\ . \tag{13.47}$$

Lucrînd cu valorile numerice ale exemplului din figura 13.11, se calculează:

$$k_c=\frac{T_{RB}}{i_{B1}+i_{B2}+i_{B3}+i_{B4}+i_{B5}}=\frac{800}{2\cdot0,5\sqrt[3]{150}+2\cdot0,5\sqrt[3]{8}+0,5\sqrt[3]{65}}\approx\frac{800}{9,3}\approx86.$$

Observație. În relația lui i, sub radical s-a trecut, prin analogie cu diametrele, dimensiunea medie a intervalului din care face parte valoarea nominală a dimensiunii primare respective; pentru i s-a considerat relația (6.5).

Pe baza numărului calculat $k_c=86$, se adoptă numărul $k_{ad}=100$, cel mai apropiat (și mai mare) prevăzut în STAS, căruia îi corespunde treapta de precizie 11 din ISO (v. tab. 6.2). Din tabelele 2 — STAS 8102-68 sau 8103-68, pentru dimensiunile primare se iau următoarele toleranțe:

$$T_{B1}=T_{B4}=0,25\text{ mm}\ ;\ T_{B2}=0,19\text{ mm}\ ;\ T_{B3}=T_{B5}=0,09\text{ mm}.$$

Scanned with OKEN Scanner

Aplicînd, pentru determinarea abaterilor limită, soluţia de mai înainte, se poate scrie:

$$B_1=140^{+0,16}_{-0,09}\text{mm};\quad B_2=60^{+0,11}_{-0,08}\text{mm};$$

$$B_3=B_5=10^{+0,04}_{-0,05}\text{mm};\quad B_4=165^{+0,09}_{-0,16}\text{mm}.$$

Făcîndu-se verificarea, se constată că, prin metoda la maxim şi minim, toleranţa teoretică a dimensiunii de închidere rezultă mai mare, respectiv $T_{RB}=A_{sRB}-A_{iRB}=0,53-(-0,34)=0,87$ mm. Depăşirea de 0,07 mm faţă de valoarea prescrisă poate fi neglijată, întrucît probabilistic (practic) toleranţa $T_{RB\,pr}$ ar rezulta mai mică decît 0,8 mm.

Probabilistic, precizia lanţului de dimensiuni se poate determina cu relaţia:

$$K=\frac{T_{RB}}{\sqrt{\sum_{j=1}^{n-1} i_{Bj}^2}}. \tag{13.48}$$

În exemplul analizat,

$$k_c=\frac{800}{\sqrt{2\,(0,5\sqrt[3]{150})^2+2(0,5\sqrt[3]{8})^2+(0,5\sqrt[3]{65})^2}}\approx\frac{800}{4,5}\approx 180.$$

Se adoptă $k_{ad}=160$ (v. tab. 6.2), căruia îi corespunde treapta de precizie 12 din ISO. Din aceleaşi tabele 2 (STAS 8102-68 sau 8103-68) se iau următoarele toleranţe pentru dimensiunile primare:

$$T_{B1}=T_{B4}=0,40\text{ mm};\quad T_{B2}=0,30\text{ mm};\quad T_{B3}=T_{B5}=0,15\text{ mm}$$

Aplicînd, pentru determinarea abaterilor limită, soluţia de la § 13.5.1, în final se poate rescrie:

$$B_1=140^{+0,25}_{-0,15}\text{mm};\quad B_2=60^{+0,18}_{-0,12}\text{mm};$$

$$B_3=B_5=10^{+0,05}_{-0,10}\text{mm};\quad B_4=165^{+0,15}_{-0,25}\text{mm}.$$

Metoda determinării preciziei lanţului se aplică în producţia de serie mare şi de masă, în condiţiile interschimbabilităţii totale, cînd asamblarea pieselor componente se face fără nici o selecţie prealabilă. Întrucît în calculele efectuate s-a considerat că dimensiunile primare ale lanţului au, toate, aceeaşi precizie, se admite ca, după caz, toleranţele dimensiunilor mai dificile din punct de vedere tehnologic să fie mărite cu o treaptă de precizie, iar toleranţele dimensiunilor fără probleme din punct de vedere tehnologic să fie micşorate cu o treaptă de precizie. În acest fel, rezolvarea lanţurilor de dimensiuni devine mult mai economică.

13.5.3. METODA SORTĂRII PE GRUPE DE DIMENSIUNI

Această metodă, care, după cum se va vedea, este foarte eficientă din punct de vedere economic, se aplică în cazurile cînd toleranţa dimensiunii de închidere este mică sau foarte mică.

Scanned with OKEN Scanner

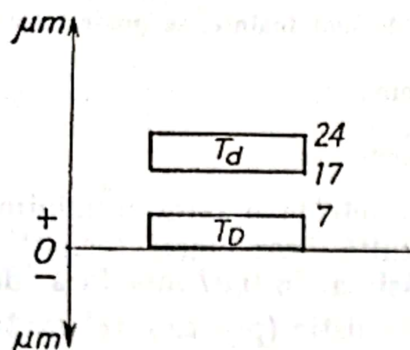


Fig. 13.12. Ajustajul cu strîngere Ø50 H4/n4.

Pentru expunerea metodei, se va considera, ca exemplu, ajustajul cu strîngere $\varnothing 50\frac{H4}{n4} = \dfrac{\varnothing 50^{+0,007}_{0}}{\varnothing 50^{+0,024}_{+0,017}}$, prezentat schematic în figura 13.12 și care este, în același timp, unul din cele mai simple lanțuri de dimensiuni.

În acest caz, diametrul alezajului și diametrul arborelui sînt dimensiuni primare, iar strîngerea care rezultă constituie dimensiunea de închidere. Toleranțele celor două diametre sînt $T_D = T_d = 0{,}007$ mm, iar ajustajul dat asigură strîngeri efective între următoarele strîngeri limită:

$$S_{max} = a_s - A_i = 0{,}024 - 0 = 0{,}024 \text{ mm}$$

$$S_{min} = a_i - A_s = 0{,}017 - 0{,}007 = 0{,}010 \text{ mm},$$

ar toleranța teoretică a strîngerii este:

$$T_s = S_{max} - S_{min} = 0{,}024 - 0{,}010 = T_D + T_d = 0{,}007 + 0{,}007 = 0{,}014 \text{ mm}.$$

Toleranțele celor două diametre sînt atît de mici, încît respectarea lor prin procedeele de prelucrare obișnuite este foarte dificilă și neeconomică. Soluția cea mai bună constă, pentru început, în prelucrarea pieselor cu toleranțe economice, de n ori mai mari decît cele prescrise inițial; noile toleranțe de execuție vor fi:

$$T_{D_{ec}} = n \cdot T_D \text{ și } T_{d_{ec}} = n \cdot T_d. \qquad (13.49)$$

Fie, de exemplu, $n=6$; atunci (fig. 13.13):

$$T_{D_{ec}} = T_{d_{ec}} = 6 \cdot 0{,}007 = 0{,}042 \text{ mm}.$$

Se recomandă ca poziția toleranțelor mărite (economice) să se stabilească pornind de la poziția toleranțelor inițiale (piesa unitară rămînînd ca atare), astfel ca, în final, strîngerile inițiale să rămînă neschimbate.

În acest caz, pe desenele de execuție separate ale alezajului și arborelui se vor prescrie:

— pentru alezaj: $\varnothing 50^{+0{,}042}_{0}$ mm;

— pentru arbore: $\varnothing 50^{+0{,}059}_{+0{,}017}$ mm.

După prelucrarea pieselor și realizarea diametrelor conform toleranțelor economice, alezajele și arborii se măsoară bucată cu bucată și, după dimensiuni, se împart în șase grupe, numite *grupe de sortare*, care se numerotează de la 1 la 6, în aceeași ordine la arbori ca și la alezaje.

Prima grupă de alezaje cuprinde toate alezajele cu diametrele efective între 50,000 și 50,007 mm; a doua grupă va cuprinde alezajele cu diametre efective între 50,007 și 50,014 mm ș.a.m.d., conform figurii 13.13. Prima grupă de arbori va cuprinde arborii cu diametrele efective între 50,017 și 50,024 mm; a doua grupă va cuprinde arborii cu diametre efective între 50,024 și 50,031 mm ș.a.m.d. (v. fig. 13.13).

Asamblarea se va face numai între piesele din grupe cu același număr de ordine: alezaje din grupa 1 cu arbori din grupa 1, alezaje din grupa 2 cu

Scanned with OKEN Scanner

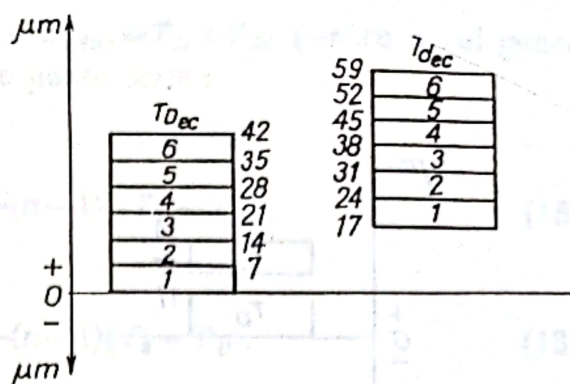


Fig. 13.13. Toleranțele economice și grupe de sortare cînd $T_D = T_d$.

arbori din grupa 2 ş.a.m.d. Indiferent de grupele de sortare, se vor obține aceleaşi strîngeri limită şi aceeaşi toleranță a ajustajului (a strîngerii), egale cu cele prescrise inițial:

$$S_{max_1} = a_{s_1} - A_{i_1} = 0{,}024 - 0 = 0{,}024 \text{ mm};$$

$$S_{min_1} = a_{i_1} - A_{s_1} = 0{,}017 - 0{,}007 = 0{,}010 \text{ mm};$$

$$T_{s_1} = S_{max_1} - S_{min_1} = 0{,}024 - 0{,}010 = T_{D_1} + T_{d_1} = 0{,}014 \text{ mm};$$

. . . .

$$S_{max_6} = a_{s_6} - A_{i_6} = 0{,}059 - 0{,}035 = 0{,}024 \text{ mm};$$

$$S_{min_6} = a_{i_6} - A_{s_6} = 0{,}052 - 0{,}042 = 0{,}010 \text{ mm};$$

$$T_{s_6} = S_{max_6} - S_{min_6} = 0{,}024 - 0{,}010 = T_{D_6} + T_{d_6} = 0{,}014 \text{ mm}.$$

Numărul grupelor de sortare se determină în funcție de mărimea toleranțelor prescrise inițial şi de precizia (toleranța) economică de prelucrare a pieselor.

În cazul cînd, inițial, toleranța unui diametru este mai mare decît toleranța celuilalt diametru, ceea ce se întîmplă frecvent la ajustajele preferențiale ISO, toleranța ajustajului rămîne la aceeaşi valoare pentru orice grupă de sortare, dar valorile jocurilor limită sau ale strîngerilor limită se schimbă de la o grupă la alta. Acest lucru duce, în ultimă instanță, la o toleranță totală a ajustajului (pentru toate asamblările din toate grupele) mai mare decît cea prescrisă inițial.

Fie, de exemplu, ajustajul cu strîngere $\varnothing 50 \frac{H5}{n4} = \frac{\varnothing 50^{+0{,}011}_{0}}{\varnothing 50^{+0{,}024}_{+0{,}017}}$ (fig.13.14). Dacă se stabileşte inițial $n=6$ (fiecare toleranță inițială se măreşte de şase ori), se obține ajustajul prezentat schematic în figura 13.15. Asamblarea prin sortare se va solda cu strîngerile limită date în tabelul 13.2.

După cum se poate constata, strîngerile limită sînt diferite de la o grupă de sortare la alta şi ajustajul îşi schimbă caracterul: de la ajustaj cu strîngere, la ajustaj intermediar.

Scanned with OKEN Scanner

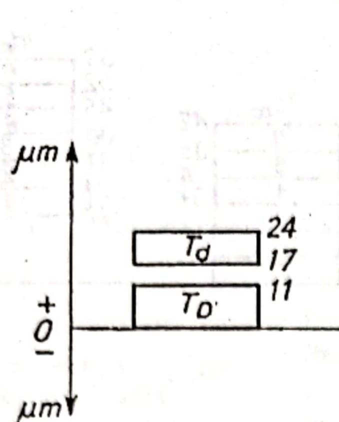


Fig. 13.14. Ajustajul cu stringere Ø50 H5/n4.

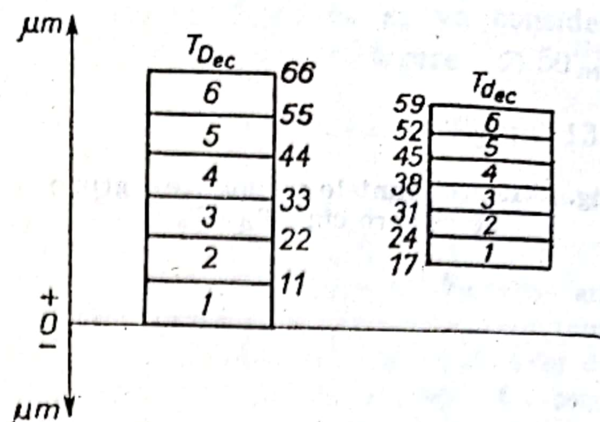


Fig. 13.15. Toleranţe economice şi grupe de sortare cînd $T_D > T_d$.

Toleranţa integrală a strîngerii pentru toate asamblările din grupele 1...6 este egală cu diferenţa dintre cea mai mare strîngere maximă ($S_{max_{max}}$) şi cea mai mică strîngere minimă ($S_{min_{min}}$):

$$T_{s_{tot}} = S_{max_{max}} - S_{min_{min}} = 0{,}024 - (-0{,}014) = 0{,}038 \text{ mm},$$

sau

$$T_{s_{tot}} = S_{max_1} - S_{min_1} + 5(T_D - T_d),$$

$$T_{s_{tot}} = S_{max_2} - S_{min_2} + 5(T_D - T_d),$$

$$\dots\dots\dots\dots\dots$$

$$T_{s_{tot}} = S_{max_i} - S_{min_i} + (n-1)\,(T_D - d).$$

Tabelul 13.2

Valorile strîngerilor limită la sortare

Grupele de sortare	S_{max_i} mm	S_{min_i} mm	T_{si} mm
1	0,024	0,006	0,018
2	0,020	0,002	0,018
3	0,016	−0,002	0,018
4	0,012	−0,006	0,018
5	0.008	−0,010	0,018
6	0,004	−0,014	0.018

Ţinînd seama de faptul că $S_{max_l} - S_{min_l} = T_D + T_d$, pentru cazul general, respectiv pentru orice fel de ajustaj se poate scrie:

— cînd $T_D > T_d$:

$$T_{aj \cdot tot} = T_D + T_d + (n-1)\,(T_D - T_d)\,; \tag{13.50}$$

— cînd $T_d > T_D$:

$$T_{aj \cdot tot} = T_D + T_d + (n-1)(T_d - T_D). \tag{13.51}$$

Este clar că, în situaţia analizată, toleranţa integrală (totală) a ajustajului este cu atît mai mare faţă de cea prescrisă iniţial, cu cît numărul n al grupelor de sortare este mai mare şi cu cît diferenţa dintre toleranţa alezajului şi toleranţa arborelui (sau invers) este, de asemenea, mai mare.

În aceste condiţii, metoda sortării nu mai poate fi aplicată, întrucît nu mai respectă caracteristicile iniţiale ale ajustajului. Singura soluţie posibilă constă în micşorarea toleranţei (sau a toleranţelor) mai mari pînă la o valoare egală cu cea mai mică dintre toleranţe. În acest fel, se ajunge la prima situaţie cînd $T_D = T_d$ sau, în general pentru orice lanţ de dimensiuni, cînd $T_{B_1} = T_{B_2} = \ldots = T_{B_{n-1}}$, aplicarea sortării devenind, totuşi posibilă.

Un exemplu tipic de rezolvare a lanţurilor de dimensiuni prin metoda sortării îl constituie lanţul de dimensiuni de la rulmenţii radiali (cu bile sau cu role), la care dimensiunea de închidere este jocul radial. Acest joc, cu limite prescrise foarte strînse, depinde de patru dimensiuni primare (fig. 13.16): diametrul $D_{c \cdot r}$ al căii de rulare a inelului exterior, diametrul $d_{c \cdot r}$ al căii de rulare a inelului interior şi de două ori diametrul d_b al bilelor (sau rolelor). Primul diametru este dimensiune măritoare, iar celelalte sînt dimensiuni reducătoare. La fiecare dintre aceste dimensiuni se stabileşte iniţial cîte o toleranţă egală cu o pătrime din toleranţa jocului radial prescris $\left(T_{D_{c \cdot r}} = T_{d_{c \cdot r}} = T_{d_b} = \frac{J_r}{4}\right)$ şi se determină abaterile limită în funcţie de abaterile limită ale jocului radial. Apoi, în funcţie de cea mai mare şi mai dificilă (tehnologic) dimensiune, adică în funcţie de mărimea diametrului D_{cr} al căii de rulare a inelului exterior, se stabileşte mărimea toleranţei economice (multiplu n de valoarea $J_r/4$), aceeaşi pentru toate cele patru diametre, care se prescrie pe desenele de execuţie ale inelelor şi bilelor (rolelor). Sigur că, în aceste condiţii, numărul n al grupelor de sortare poate fi oricît de mare.

Metoda sortării se aplică, cu mare eficienţă, în producţia de serie mare şi de masă, la lanţuri de dimensiuni de asamblare cu dimensiuni de închidere (jocuri, strîngeri, dimensiuni de poziţionare etc.) care trebuie să rezulte cu o precizie înaltă. Aplicarea are loc, însă, în condiţiile unei interschimbabilităţi limitate din cauza, pe de o parte, a însăşi existenţei grupelor de sortare, iar, pe de altă parte, a necesităţii unui control în volum de 100% al dimensiunilor.

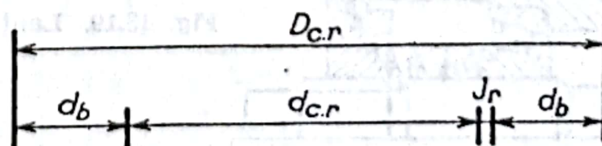


Fig. 13.16. Lanţ de dimensiuni la rulmenţi.

13.5.4. METODA REGLĂRII

Prin aplicarea acestei metode, dimensiunile primare ale lanţului se execută la precizii (toleranţe) convenabile din punct de vedere tehnologic, iar dimensiunea de închidere se obţine, între limitele prescrise, fie pe baza introducerii în lanţ a unei dimensiuni suplimentare de compensare, fie pe baza schimbării (măririi sau micşorării) uneia din dimensiunile primare (numită, de asemenea, dimensiune de compensare). Mijlocul cu ajutorul căruia se realizează compensarea (reglarea) la dimensiunea de închidere dată se numeşte *compensator*.

În primul caz se folosesc aşa-numitele *compensatoare fixe*, care pot fi: inele, şaibe, garnituri, bucşe etc. În figura 13.17 este prezentat, drept compensator, un inel cu dimensiunea C fixat pe arbore, cu ajutorul căruia dimensiunea R_B din lanţul de dimensiuni din figura 13.11 este redusă la o valoare efectivă cuprinsă între limitele prescrise; dimensiunea C de compensare devine, în felul acesta, a şasea dimensiune primară din lanţ.

În cel de-al doilea caz, se utilizează aşa-numitele *compensatoare mobile*, care pot fi: *cu reglare* (*compensare*) *periodică* sau *cu reglare continuă* (*automată*). Ca exemplu de compensator mobil de primul tip poate servi piuliţa conică *3*, cu ajutorul căreia, periodic, se reglează jocul dintre filetul bucşei *2* şi filetul şurubului micrometric *1* (fig. 13.18) din ansamblul micrometrului; reglarea

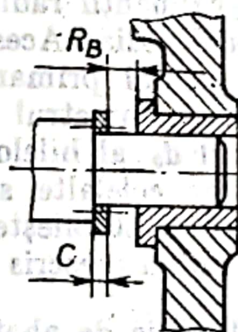


Fig. 13.17. Lanţ de dimensiuni cu compensator fix.

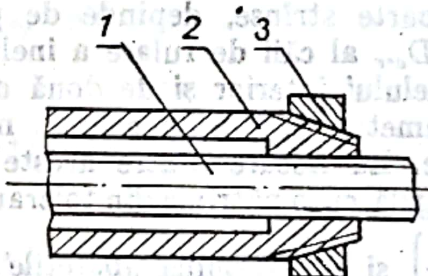
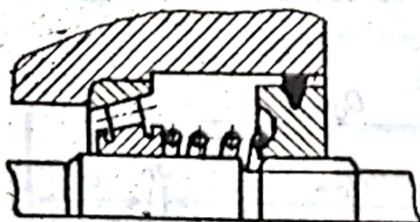


Fig. 13.18. Lanţ de dimensiuni cu compensator mobil periodic.

jocului este necesară pentru compensarea uzurii pe diametrul mediu al filetului. În figura 13.19 este prezentat un compensator mobil sub formă de arc elicoidal, cu ajutorul căruia se reglează, continuu şi automat, jocul la rulmenţii cu role conice.

Reglarea cu ajutorul compensatoarelor fixe se aplică, de obicei, la asamblare în producţia individuală şi de serie mică, întrucît, pînă la obţinerea dimensiunii de închidere între limitele prescrise, necesită montări şi demontări repetate.


Fig. 13.19. Lanţ de dimensiuni cu compensator mobil continuu.

Reglarea cu ajutorul compensatoarelor mobile poate fi aplicată, la asamblare şi în exploatare, atît în producţia individuală şi de serie mică, cît şi în producţia de serie mare şi masă.

13.5.5. METODA AJUSTĂRII

Pentru aducerea dimensiunii de închidere a lanţului între limitele prescrise, această metodă presupune schimbarea valorii uneia din dimensiunile primare prin prelucrarea suplimentară (ajustare) unei anumite suprafeţe de contact; dimensiunile primare ale lanţului se realizează la precizii (toleranţe) convenabile din punct de vedere tehnologic.

În figura 13.20 este prezentat un subansamblu, în care brida *1* are rolul de a împiedica ridicarea saniei *2* prin deplasarea acesteia pe ghidajul batiului *3*.

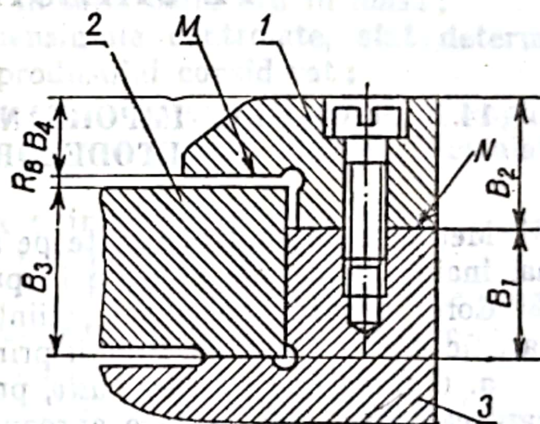


Fig. 13.20. Rezolvarea problemei inverse prin metoda ajustării.

Conform condiţiilor tehnice prescrise, dimensiunea de închidere R_B a lanţului de dimensiuni, respectiv jocul dintre sanie şi bridă trebuie să aibă valori cuprinse între 0,3 şi 0,5 mm. În afara situaţiei normale, cînd ajustarea nu este necesară, poate interveni una din situaţiile cînd este necesară ajustarea:

— jocul dintre brida *1* şi sania *2* este mai mic decît 0,3 mm şi atunci trebuie rectificată suplimentar suprafaţa *M*; în această situaţie se micşorează dimensiunea primară reducătoare B_4;

— jocul dintre brida *1* şi sania *2* este mai mare decît 0,5 mm, deci trebuie prelucrată suprafaţa *N* a bridei; în aceste situaţii se micşorează dimensiunea primară măritoare B_2.

Principalul avantaj al metodei ajustării îl constituie posibilitatea realizării, la precizia cerută, a dimensiunii de închidere în condiţii economice convenabile; în schimb, trebuie să se execute prelucrări suplimentare, de obicei, de înaltă calificare, ceea ce exclude interschimbabilitatea în producţie (la montaj).

14

METODE DE CONTROL BAZATE PE STATISTICA MATEMATICĂ

14.1. FUNCȚIILE, IMPORTANȚA ȘI AVANTAJELE APLICĂRII METODELOR DE CONTROL STATISTIC

Metodele de control bazate pe statistica matematică fac parte dintre cele mai înaintate metode aplicate în producția de serie și de masă.

Corespunzător bazei sale științifice și rolului său în producție, controlul statistic are următoarele funcții principale (STAS R 1849-72) :

a. *O funcție cu caracter pasiv*, prin care depistează produsele necorespunzătoare calitativ, ceea ce face aproape inutilă verificarea finală a caracteristicilor urmărite la produsul în cauză sau, cel puțin, verificarea lor la operațiile intermediare la care se aplică controlul statistic.

b. *O funcție cu caracter activ și preventiv*, care se exercită prin informațiile obținute și prin indicațiile asupra felului cum trebuie condus procesul tehnologic pentru ca acesta să fie stabil în timp. Aceste informații și indicații care avertizează asupra dereglărilor preciziei și reglajului procesului de prelucrare, astfel încît să se poată preveni sau reduce numărul produselor prelucrate necorespunzător, arată :

— dacă procesul tehnologic este stabil și produsul corespunde calității prescrise ;

— dacă există pericolul ca procesul tehnologic să înceteze de a mai fi stabil, chiar dacă produsul are încă o calitate corespunzătoare ;

— dacă procesul tehnologic nu mai este stabil, iar produsul nu mai corespunde calității prescrise.

Importanța aplicării metodelor de control bazate pe statistica matematică rezultă din avantajele pe care acestea le au în comparație cu alte metode de control utilizate în condiții similare :

— precizia și corectitudinea indicațiilor date, datorită faptului că aceste metode sînt fundamentate științific ;

— operativitatea și productivitatea metodelor, în sensul că aplicarea acestora (înregistrarea și interpretarea rezultatelor controlului) necesită mult mai puțin timp decît controlul bucată cu bucată (în volum de 100%) ;

— posibilitatea reprezentării sugestive şi accesibile înţelegerii a rezultatelor măsurărilor, precum şi interpretarea uşoară a acestor rezultate cu ajutorul fişelor şi diagramelor de control;

— productivitatea şi economicitatea controlului, datorită faptului că măsurările se fac pe probe mici şi la intervale mari (de către un număr mic de controlori), iar operaţiile de măsurare, prelucrare şi interpretare sînt simple şi costă puţin;

— posibilitatea mecanizării şi automatizării operaţiilor de control.

14.2. DEFINIŢII ŞI NOŢIUNI DE BAZĂ (DUPĂ STAS 1489-78)

Metodele de control statistic se pot aplica în următoarele situaţii:

— cînd produsul sau piesa are un rol funcţional important în maşina, aparatul sau instalaţia din care face parte;

— cînd piesa sau produsul se execută în serie mare sau în masă;

— cînd caracteristicile, respectiv dimensiunile controlate, sînt determinant în ce priveşte calitatea piesei sau a produsului considerat;

— cînd maşina-unealtă sau instalaţia prelucrătoare execută o singură operaţie, mai mult sau mai puţin simplă; se vor prefera maşini şi instalaţii semiautomate sau automate;

— cînd se execută operaţii cu pondere şi importanţă mare în ce priveşte calitatea produsului şi la care rebutul este relativ mic.

Aplicarea metodelor de control statistic trebuie să fie precedată de pregătirea atentă a celor care vor participa la această aplicare şi de verificarea şi, eventual, repararea utilajului tehnologic respectiv.

În afara noţiunilor, deja cunoscute, de *cîmp de toleranţă, cîmp de împrăştiere* şi altele legate de acestea, se vor folosi şi următoarele noţiuni (unele din ele pentru prima dată):

— *reglajul maşinii*, caracterizat prin poziţia cîmpului de împrăştiere a valorilor caracteristicii examinate faţă de cîmpul de toleranţă prescris; reglajul maşinii se consideră corespunzător cînd centrul cîmpului de împrăştiere coincide, practic, cu centrul cîmpului de toleranţă sau cînd cîmpul de împrăştiere este cuprins integral în cîmpul de toleranţă prescris;

— *precizia maşinii*, caracterizată de mărimea cîmpului de împrăştiere şi considerată corespunzătoare atunci cînd cîmpul de împrăştiere este cel mult egal cu cîmpul de toleranţă;

— *proces tehnologic stabil*, cînd variaţia caracteristicii examinate se datoreşte numai existenţei erorilor întîmplătoare şi cînd aceasta are două limite stabile;

— *proces tehnologic instabil*, cînd variaţia valorilor caracteristicii examinate este influenţată puternic de intervenţia unuia sau a mai multor factori sistematici;

— *proces tehnologic static stabil*, cînd valorile obţinute pentru caracteristica examinată, la toate componentele unui lot de produse sau piese, se distribuie după legea normală;

— *proces tehnologic dinamic stabil*, cînd, pentru toate loturile prelucrate, valorile caracteristicii au, practic, aceeaşi valoare pentru media aritmetică şi aceeaşi valoare pentru abaterea medie pătratică;

— *proces tehnologic stabil ca reglaj*, la care media aritmetică a valorilor caracteristicii se menţine, practic şi permanent, la aceeaşi valoare;

— *proces tehnologic stabil ca precizie*, la care numai abaterea medie pătratică se meţine, practic şi permanent, la aceeaşi valoare;

— *proces tehnologic instabil atît ca reglaj, cît şi ca precizie*, la care atît media aritmetică, cît şi abaterea medie pătratică nu se menţin constante pentru toate loturile.

Controlul statistic al calităţii produselor cuprinde următoarele faze:

— analiza premergătoare a procesului de prelucrare;

— întocmirea fişelor de control;

— efectuarea propriu-zisă a controlului statistic.

Indiferent de metoda de control statistic aplicată, analiza premergătoare a procesului tehnologic de prelucrare este obligatorie şi se face după metodica expusă în capitolul 4 (§ 4.4.2.) sau după indicaţiile din STAS R 1849-72. Prin aceasta se prevede verificarea stabilităţii procesului tehnologic din punct de vedere static şi dinamic.

Verificarea stabilităţii statice a procesului tehnologic se desfăşoară în felul următor:

a. Se măsoară valoarea caracteristicii, respectiv a dimensiunii urmărite, pe primele 100 ... 200 piese sau produse prelucrate pe o anumită maşină şi cu un anumit reglaj. Rezultatele măsurătorilor se înregistrează în ordinea în care au fost obţinute; apoi, se ordonează, crescător sau descrescător, se grupează şi se trec într-un tabel de frecvenţe (v. § 4.4.2).

b. Pe baza datelor din tabelul de frecvenţe, se construieşte histograma, poligonul de frecvenţe sau curba empirică de distribuţie. În cazul cînd forma (alura) histogramei, poligonului de frecvenţe sau curbei empirice de distribuţie justifică ipoteza prelucrării după curba normală de distribuţie, se consideră că procesul tehnologic este static stabil şi, din acest punct de vedere, este permisă aplicarea controlului statistic. Din contra, cînd forma histogramei, poligonului de frecvenţe sau curbei empirice este diferită de cea normală, procesul tehnologic se supune verificării, pentru a se descoperi cauzele care dau abateri de la distribuţia normală. După stabilirea şi, eventual, înlăturarea acestor cauze, verificarea stabilităţii statice se reia de la început.

Verificarea stabilităţii dinamice a procesului tehnologic se desfăşoară după cum urmează:

a. Se pregătesc două formulare: unul sub formă de tabel (fig. 14.1), în care se trec toate datele necesare şi altul sub formă de diagramă (fig. 14.2).

b. În prima perioadă de prelucrare sau de execuţie, se extrag probe de cîte cinci piese sau produse, luate în intervale de timp nu mai mici de 30 min, ridicate la întîmplare dintre piesele prelucrate în perioada imediat anterioară. Acestea se măsoară cu ajutorul unui aparat cu valoarea diviziunii de cel mult 1/6 şi cel puţin 1/20 din toleranţa prescrisă. Valorile obţinute se trec în formularul-tabel din figura 14.1, în rîndurile notate cu 1, 2, ..., 5 (cifrele indică numărul de ordine al piesei din probă) şi în coloana corespunzătoare datei şi orei la care s-a făcut extragerea, coloană în care este indicat şi numărul de ordine al probei. Se calculează suma celor cinci valori $\sum_{j=1}^{5} x_j$ şi valoarea obţinută

INTREPRINDEREA ... 1 MAI	PRODUSUL ...... Arbore.	APARATUL DE MĂSURAT. Pasometru.
SECȚIA .... Mecanică	CARACTERISTICA	VAL. DIVIZIUNII .... 0,002 mm..
SECTORUL .... Mecanic	CONTROLATĂ ... Diametrul.	MĂRIMEA PROBEI ...... 5 buc. .....
ATELIERUL	DIM. PRESCRISĂ .. $50^{+0,064}_{+0,025}$	INTERVALUL DINTRE
LINIA	OPERAȚIA ...... Nr. 16 rectificare	DOUĂ PROBE .... 1 oră ......
MAȘINA .... Rectificat rotund nr. 8443	PROD. ORARĂ .... 70 buc.	

Data		22.04.75															
Ora		8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
Nr. de ordine al probei		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Diametrul piesei nr.	1	46	40	42	46	50	48	42	46	40	38	44	52	46	40	48	44
	2	40	46	50	42	44	42	48	40	48	46	40	46	42	48	52	48
	3	44	42	46	48	40	40	50	42	46	40	52	48	44	50	46	42
	4	46	50	42	52	42	52	38	48	46	42	50	48	38	42	38	36
	5	48	46	40	40	46	42	46	38	42	44	46	46	52	46	40	44
Suma Σx_i		224	224	220	228	222	224	224	214	222	210	232	240	222	226	224	214
Media $\bar{x}_i$		44,8	44,8	44	45,6	44,4	44,8	44,8	42,8	44,4	42	46,4	48	44,4	45,2	44,8	42,8
Amplitudinea w_i		8	10	10	12	10	12	12	10	8	8	12	6	14	10	14	12

Data		23.04.75								
Ora		8	9	10	11	12	13	14	15	16
Nr. de ordine al probei		17	18	19	20	21	22	23	24	25
Diametrul piesei nr.	1	42	50	44	46	38	48	42	36	44
	2	50	44	46	48	44	46	46	46	48
	3	48	42	50	42	36	42	44	50	42
	4	46	40	40	50	42	44	50	42	52
	5	46	42	40	42	48	44	52	44	50
Suma Σx_i		232	218	220	228	208	224	234	218	236
Media $\bar{x}_i$		46,4	43,6	44	45,6	41,6	44,8	46,8	43,6	47,2
Amplitudinea w_i		8	10	10	8	12	6	10	14	10

$\Sigma \bar{x}_i = 1251,118$ mm

$\bar{\bar{x}} = \frac{1251,118}{25} \simeq 50,045$ mm

$\Sigma w_i = 0,256$ mm

$\bar{w} = \frac{0,256}{25} \simeq 0,010$ mm

Observație: Valorile din rîndurile corespunzătoare casetelor 1...5 sînt abaterile, în μm, ale diametrelor măsurate față de valoarea nominală de 50 mm.

$L_{c.s} = \bar{\bar{x}} + 0,594\,\bar{w} = 50,045 + 0,594 \cdot 0,010 \approx 50.051$; $L_{c.i} = \bar{\bar{x}} - 0,594\,\bar{w} = 50,039$ mm; $L'_{c.s} = 2,36\,w \approx 0,024$ mm;

$\sigma = \frac{\bar{w}}{d_n} = \frac{0,010}{2,326} \simeq 0,004$ mm; $3\sigma = 0,012$ mm.

Fig. 14.1. Formular-tabel pentru verificarea stabilității dinamice a procesului tehnologic.

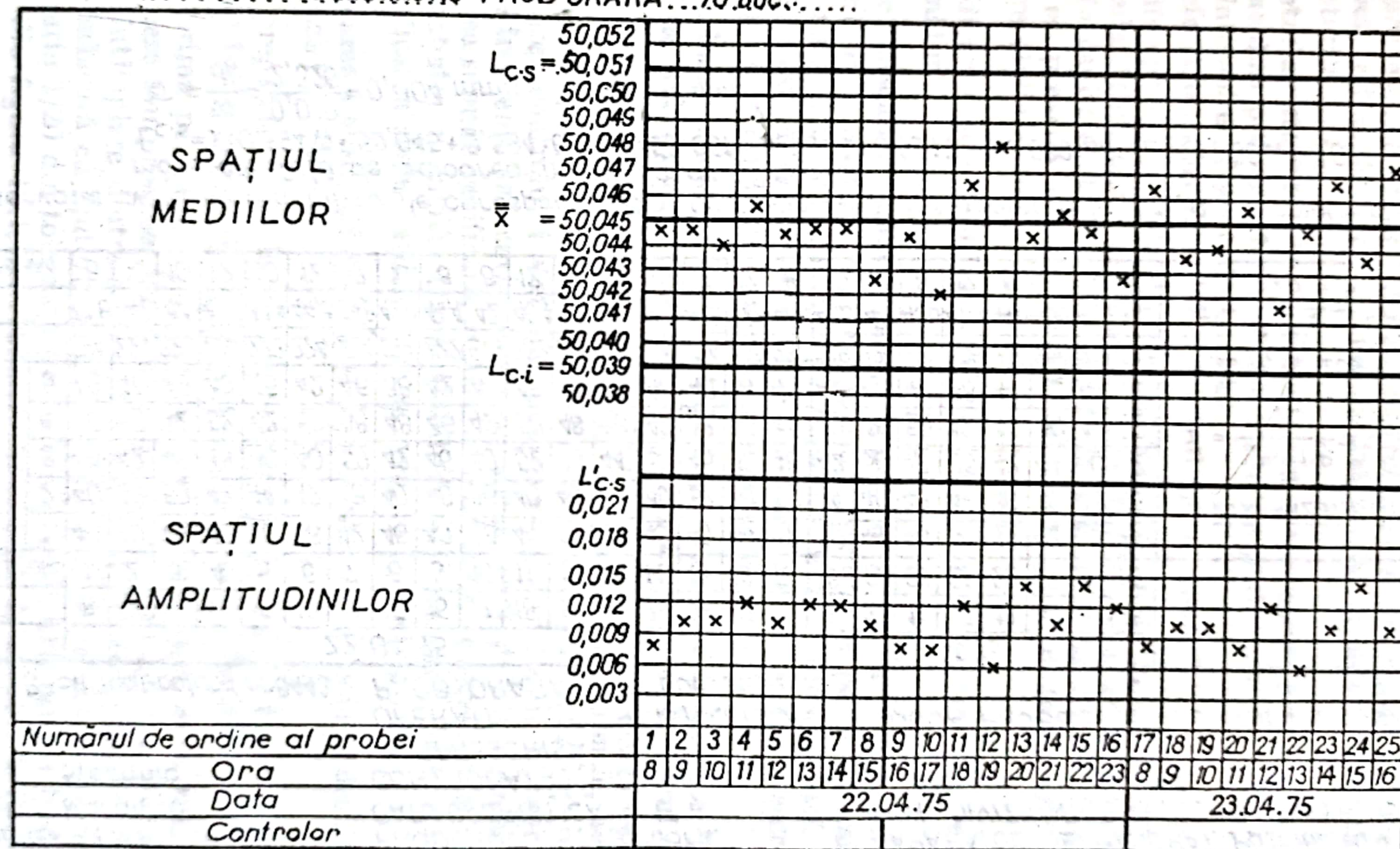


Fig. 14.2. Formular-diagramă pentru verificarea stabilității dinamice a procesului tehnologic.

se trece în rîndul și coloana corespunzătoare. Se calculează, apoi, media aritmetică a celor cinci valori, după relația:

$$\bar{x}_i = \frac{\sum_{j=1}^{5} x_j}{5}. \tag{14.1}$$

Valoarea lui $\bar{x}_i$ se trece, de asemenea, în rîndul și coloana corespunzătoare.

Făcîndu-se diferența dintre cea mai mare și cea mai mică dintre cele cinci valori, se găsește amplitudinea w_i.

c. După cel puțin 25 de probe, se calculează media mediilor aritmetice sau media generală $\bar{\bar{x}}$, cu ajutorul relației:

$$\bar{\bar{x}} = \frac{\sum_{i=1}^{k} \bar{x}_i}{k}, \tag{14.2}$$

în care k este numărul de probe examinate.

Se calculează amplitudinea medie $\bar{w}$ pentru toate probele luate:

$$\bar{w} = \frac{\sum_{i=1}^{k} w_i}{k}. \tag{14.3}$$

d. Formularul-diagramă (v. fig. 14.2) se împarte în două părți. În partea superioară — spațiul mediilor — se trasează trei linii paralele: o linie în dreptul valorii mediei generale $\bar{\bar{x}}$, o linie în dreptul valorii $L_{c.s} = \bar{\bar{x}} + 0{,}594\,\bar{w}$, care semnifică *limita de control superioară a mediei* și o linie în dreptul valorii $L_{c.i} = \bar{\bar{x}} - 0{,}594\,\bar{w}$, care semnifică *limita de control inferioară a mediei.*

În partea inferioară a formularului-diagramă — spațiul amplitudinilor — se trasează o linie în dreptul valorii $L'_{c.s} = 2{,}36\,\bar{w}$, care semnifică *limita de control superioară a amplitudinii.*

Valorile 0,594 și 2,36 sînt ale coeficienților A' și respectiv C' din tabelul 1 din STAS R 5880-72, corespunzătoare lui $n=5$—numărul exemplarelor dintr-o probă.

Rezultatele înscrise în formularul-diagramă se interpretează în felul următor:

— dacă mediile tuturor probelor se găsesc între limita de control superioară $L_{c.s}$ și limita de control inferioară $L_{c.i}$, se consideră că procesul tehnologic este stabil ca reglaj;

— dacă amplitudinile tuturor probelor au valori sub limita superioară de control a amplitudinii $L'_{c.s}$, se consideră că procesul tehnologic este stabil ca precizie;

— dacă numai în spațiul mediilor se găsesc puncte (valori medii) ale unor probe care ies în afara intervalului dintre cele două limite de control, se poate considera că procesul tehnologic este instabil ca reglaj, dar stabil ca precizie;

— dacă numai în spațiul amplitudinilor se găsesc cel puțin două puncte deasupra limitei superioare de control, se consideră că procesul tehnologic este

instabil ca precizie (aceasta variind mult și neregulat de la lot la lot), dar stabil ca reglaj;

— dacă în spațiul mediilor se găsesc puncte în afara intervalului determinat de cele două limite de control, iar în spațiul amplitudinilor se găsesc puncte deasupra limitei superioare de control, se consideră că procesul tehnologic este instabil atît ca reglaj, cît și ca precizie.

Cînd se constată că procesul tehnologic nu este dinamic stabil, trebuie găsite și înlăturate cauzele care provoacă această instabilitate.

Odată cu determinarea stabilității statice și dinamice a procesului tehnologic, se va face și o comparație a stării acestuia cu condițiile tehnice prescrise, respectiv se va compara poziția și mărimea cîmpului de împrăștiere cu cîmpul de toleranță prescris în desenul tehnologic.

Se deosebesc următoarele trei cazuri:

1) $7\sigma < T_L$, adică procesul tehnologic (sau mașina, instalația etc.) este sensibil mai precis decît este nevoie. În acest caz, prelucrarea pieselor se mută pe altă mașină cu o precizie mai mică, corespunzătoare preciziei prescrise. Dacă, totuși se hotărăște continuarea prelucrării pe aceeași mașină, se permite o instabilitate de reglaj controlată prin aceea că media aritmetică $\bar{\bar{x}}$ poate să varieze între două limite $\bar{\bar{x}}_1$ și $\bar{\bar{x}}_2$, calculate astfel:

$$\bar{\bar{x}}_1 = L_{min} + 3{,}09\sigma, \tag{14.4}$$

$$\bar{\bar{x}}_2 = L_{max} - 3{,}09\sigma, \tag{14.5}$$

sau

$$\bar{\bar{x}}_1 = L_m - \frac{T_L - 6{,}18\sigma}{2} \tag{14.6}$$

$$\bar{\bar{x}}_2 = L_m + \frac{T_L - 6{,}18\sigma}{2} \tag{14.7}$$

în care: L_{min} și L_{max} sînt dimensiunea minimă și respectiv dimensiunea maximă prescrise, în mm;
L_m — dimensiunea medie prescrisă, determinată ca semisuma dimensiunilor limită prescrise, în mm;
T_L — toleranța prescrisă a dimensiunii, în mm;
σ — abaterea medie pătratică, în mm:

$$\sigma = \frac{\bar{w}}{d_n}, \tag{14.8}$$

în care d_n este dat în funcție de numărul n al exemplarelor din probă, în tabelul 1 din STAS R 5880-72 (pentru $n=5$, $d_n=2{,}326$).

2) $5\sigma \leqslant T_L \leqslant 7\sigma$, adică fracțiunea defectă proprie a procesului tehnologic (rebutul) variază între 0,05 și 1,24%. În acest caz, se va căuta ca valoarea medie aritmetică $\bar{\bar{x}}$ să fie permanent egală cu L_m.

3) $5\sigma > T_L$, adică fracțiunea defectă proprie a procesului tehnologic (rebutul) este prea mare, depășind 1,24% din totalul pieselor prelucrate. Cazul acesta presupune fie trecerea prelucrării pe altă mașină, fie luarea unor măsuri

tehnice eficiente pentru creşterea preciziei maşinii-unelte utilizate. Dacă, însă, se continuă prelucrarea pe vechea maşină în starea în care se găseşte, se va căuta ca reglarea să fie făcută spre dimensiunea limită mai puţin periculoasă ($\bar{\bar{x}} > L_m$ sau $\bar{\bar{x}} < L_m$), astfel ca fracţiunea defectă proprie (rebutul) să poată fi recuperată integral.

Exemplul 14.1. Piesa arbore, cu diametrul prescris Ø $50^{+0,064}_{+0,025}$, se va executa în serie mare şi, întrucît distribuţia valorilor diametrului se conduce după legea normală Gauss-Laplace (presupunînd că s-a făcut verificarea stabilităţii statice), se intenţionează aplicarea controlului statistic. Pentru aceasta, trebuie să se facă şi verificarea stabilităţii dinamice a prelucrării, după metodica expusă mai înainte. Rezultatele prelucrării şi ale măsurării celor 25 de probe de cîte cinci piese fiecare, luate din oră în oră, au fost înregistrate în formularul-tabel din figura 14.1 şi în formularul-diagramă din figura 14.2.

Din formularul-diagramă se constată că prelucrarea este stabilă atît ca reglaj, cît şi ca precizie, deoarece toate mediile $\bar{x}_i$ ale probelor se găsesc în intervalul determinat de cele două limite de control, $L_{c.s}$ şi respectiv $L_{c.i}$ şi nici o amplitudine w_i nu depăşeşte limita superioară de control $L'_{c.s}$.

Pentru că $\bar{\bar{x}}$ este practic egal cu diametrul mediu prescris d_m, trebuie să se compare rezultatele prelucrării primului lot de piese cu toleranţa prescrisă. În acest scop, se calculează, în primul rînd, fracţiunea defectă proprie F_d, respectiv rebutul dat de operaţia de prelucrare :

$$F_d = \left[0,5 - \Phi\left(\frac{d_{max} - \bar{\bar{x}}}{\sigma}\right)\right] + \left[0,5 - \Phi\left(\frac{\bar{\bar{x}} - d_{min}}{\sigma}\right)\right] = 2\left[0,5 - \left(\frac{d_{max} - \bar{\bar{x}}}{\sigma}\right)\right],$$

în care d_{max} şi d_{min} sînt diametrele limită prescrise.

Pentru exemplul luat se obţine :

$$F_d = 2\left[0,5 - Ø\left(\frac{50,064 - 50,045}{0,004}\right)\right] = 2\,[0,5 - Ø\,(4,75)].$$

Din tabelul (4.2) se găseşte :

$$\Phi\,(4,75) = 0,499997$$

şi prin urmare :

$$F_d = 2\,(0,5 - 0,499997) = 2 \cdot 0,000003 = 0,000006.$$

În consecinţă, dacă reglarea se face mereu la diametrul mediu, operaţia de prelucrare dă o fracţiune defectă de numai 0,0006 %, ceea ce practic este neglijabil. Dealtfel, aşa cum se vede din figura 14.3, este vorba de cazul :

$$7\sigma = 7 \cdot 0,004 = 0,028 < T_d = 0,039 \text{ mm},$$

adică maşina de rectificat asigură o precizie sensibil mai mare decît cea prescrisă. Presupunînd că prelucrarea va continua pe aceeaşi maşină-unealtă, media aritmetică poate să varieze între limitele :

$$\bar{\bar{x}}_1 = d_{med} - \frac{T_d - 6,18\sigma}{2} \simeq 50,038 \text{ mm},$$

$$\bar{\bar{x}}_2 = d_{med} + \frac{T_d - 6,18\sigma}{2} \simeq 50,051 \text{ mm}.$$

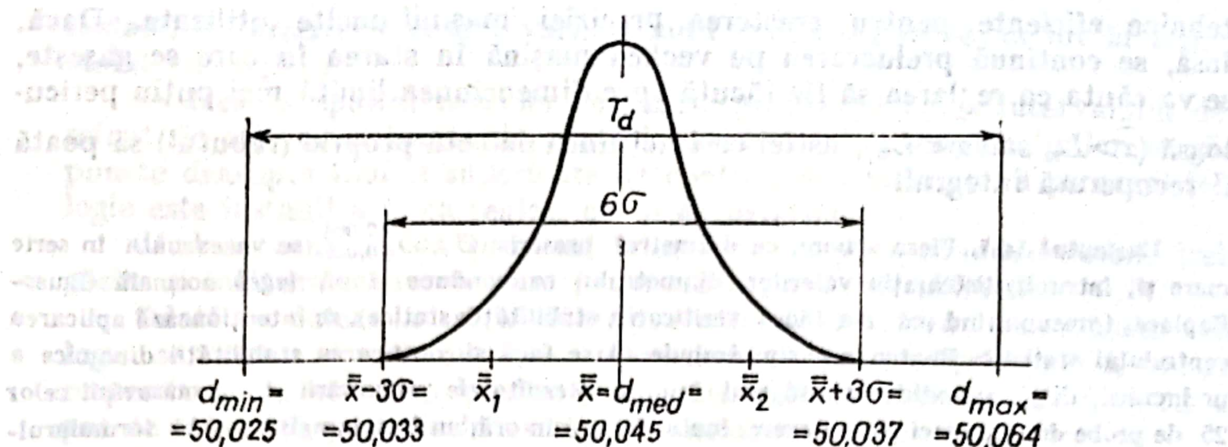


Fig. 14.3. Distribuţia valorilor efective ale diametrului la prelucrarea arborilor $\varnothing 50^{+0,064}_{+0,025}$ mm.

14.3. METODE DE CONTROL STATISTIC

În industria constructoare de maşini se aplică, cu precădere, următoarele metode de control statistic:

— controlul statistic al calităţii pe bază de măsurare;

— controlul statistic al calităţii pe bază de mijloace de verificare limitative;

— controlul statistic al calităţii pe bază de verificare la „corespunzător" şi „necorespunzător".

O metodă sau alta se alege în funcţie de specificul şi importanţa pieselor, de starea utilajului productiv, de calificarea personalului de la serviciul de control tehnic şi de alţi factori.

În cele ce urmează va fi analizat controlul statistic pe bază de măsurare.

14.3.1. NOŢIUNI GENERALE PRIVIND CONTROLUL STATISTIC PE BAZĂ DE MĂSURARE

Această metodă se aplică printr-una din următoarele variante: cu fişă de control pentru mediană şi amplitudine; cu fişă de control pentru medie şi amplitudine; cu fişă de control pentru medie şi abatere medie pătratică.

În general, se examinează probe cu un număr cuprins între 2 şi 11 exemple, dar se recomandă, în mod special, ca proba să aibă cinci exemplare. Probele compuse din 2—3 exemplare se utilizează atunci cînd determinarea valorilor caracteristicii este costisitoare sau distructivă, iar probele de 7—11 exemplare sînt necesare atunci cînd fluctuaţiile cîmpului de împrăştiere al valorilor caracteristicii controlate trebuie să fie urmărite cu mai mare atenţie.

Proporţia K de exemplare care trebuie examinate se determină cu ajutorul relaţiei:

$$K=\sqrt{\frac{n}{Q}}, \tag{14.9}$$

în care: n este numărul exemplarelor din probă;

Q — numărul mediu de piese produse între două dereglări.

Intervalul de timp dintre două luări de probe se calculează astfel:

$$I=\frac{60}{q}\sqrt{n\cdot Q}\quad [\text{min}], \tag{14.10}$$

în care q reprezintă producția orară a mașinii-unelte.

De exemplu, la un strung automat, producția orară $q=100$ piese și s-a determinat experimental, în prealabil, că numărul mediu de piese după care strungul trebuie să fie reglat $Q=1\,000$ buc. Dacă s-a stabilit că $n=5$ piese, atunci:

$$K=\sqrt{\frac{5}{1\,000}}\simeq 0{,}07 \text{ sau } 7\,\%\,; I=\frac{60}{100}\sqrt{5\cdot 1\,000}\simeq 45 \text{ min}.$$

În lipsa datelor pentru determinarea lui Q, proporția K de piese controlate va trebui să fie 5...10%, putînd să scadă pînă la 2% pentru producții orare foarte mari. La începutul aplicării controlului statistic, se vor alege pentru K valori mai mari, care apoi vor putea fi micșorate.

Se pot utiliza, după caz, mijloace de măsurare universale sau speciale, la care valoarea diviziunii de pe scara gradată să fie de minimum 1/20 și de maximum 1/6 din valoarea toleranței prescrise.

Prin efectuarea controlului, se urmăresc doi parametri statistici: un parametru care determină poziția cîmpului de împrăștiere, respectiv care dă indicații asupra reglajului mașinii-unelte, și un parametru care determină mărimea cîmpului de împrăștiere, respectiv care dă indicații asupra preciziei mașinii.

14.3.2. CONTROLUL STATISTIC PE BAZĂ DE MĂSURARE CU FIȘĂ DE CONTROL PENTRU MEDIANĂ ȘI AMPLITUDINE

Această metodă se aplică ușor, întrucît parametrii statistici ai probelor, mediana M și amplitudinea w, se determină foarte simplu și ea poate fi însușită mai repede de către un personal mai puțin calificat. Dar pentru că mediana și amplitudinea duc la o apreciere mai puțin precisă a stării procesului de prelucrare, se recomandă ca metoda să fie aplicată numai în cazurile cînd piesele prelucrate sînt mai puțin importante și mai puțin precise.

În fișa de control (fig. 14.4), care se întocmește separat pentru fiecare caracteristică (dimensiune) urmărită, se trece o serie de date cu privire la piesa (sau produsul) controlată și la condițiile de efectuare a controlului, se înregistrează valorile caracteristice (mediana M și amplitudinea w) și se înscriu concluziile care se desprind din desfășurarea controlului.

Fișa de control cuprinde două diagrame: una pentru mediană și a doua pentru amplitudine. Pe diagrama de control pentru mediană se trasează limita de control superioară $L_{c\cdot s}$ și limita de control inferioară $L_{c\cdot i}$, iar pe diagrama de control pentru amplitudine se trasează, de asemenea, două limite: superioară $L'_{c\cdot s}$ și inferioară $L'_{c\cdot i}$.

Limitele de control pentru mediană se calculează astfel:

a. *În situația* $7\sigma \geqslant T$:

— dacă se cunoaște abaterea medie pătratică a colectivității σ,

$$L_{c\cdot s}=X_c+D\sigma,\quad L_{c\cdot i}=X_c-D\sigma\,; \tag{14.11}$$

— dacă se cunoaşte amplitudinea medie a probelor $\bar{w}$,

$$L_{c\cdot s}=X_c+D'\bar{w},\quad L_{c\cdot i}=X_c-D'\bar{w}, \tag{14.12}$$

în care X_c este valoarea medie prescrisă a caracteristicii (dimensiunii) urmărite.

Observaţie. σ şi $\bar{w}$ se determină prin analiza statistică a stării procesului tehnologic, premergătoare aplicării controlului statistic (v. subcap. 14.2).

În cazul cînd, din motive obiective, procesul tehnologic nu poate fi reglat la valoarea medie prescrisă X_c (mijlocul cîmpului de toleranţă prescris), această valoare medie va fi înlocuită cu media medianelor probelor $\bar{M}$, calculată cu formula:

$$\bar{M}=\frac{\sum_{i=1}^{k} M_i}{k}. \tag{14.13}$$

b. *În situaţia* $7\sigma<T$:

dacă se cunoaşte abaterea medie pătratică a colectivităţii σ,

$$L_{c\cdot s}=X_{max}-E\sigma,\quad L_{c\cdot i}=X_{min}+E\sigma; \tag{14.14}$$

— dacă se cunoaşte amplitudinea medie a probelor $\bar{w}$,

$$L_{c\cdot s}=X_{max}-E'\bar{w},\quad L_{c\cdot i}=X_{min}+E'\bar{w}. \tag{14.15}$$

Valorile coeficienţilor D, D', E şi E' se iau, în funcţie de n, din tabelul 14.1.

Limitele de control ale amplitudinii probelor se calculează astfel:

— cînd se cunoaşte abaterea medie pătratică a colectivităţii σ,

$$L'_{c\cdot s}=C_s\sigma,\quad L'_{c\cdot i}=C_i\sigma; \tag{14.16}$$

— cînd se cunoaşte amplitudinea medie a probelor $\bar{w}$,

$$L'_{c\cdot s}=C'_s\bar{w},\quad L'_{c\cdot i}=C'_i\bar{w}. \tag{14.17}$$

Valorile coeficienţilor C_s, C_i, C'_s şi C'_i se iau, de asemenea, din tabelul 14.1.

În situaţiile cînd fracţiunea defectă probabilă (rebutul) a procesului tehnologic este mai mare decît cea admisibilă dar se presupune că utilajul are rezerve pentru obţinerea unei fracţiuni defecte mai mici sau procesul tehnologic nu este stabil, limitele de control se calculează astfel (în ipoteza că $T=6{,}18\sigma$):

— pentru mediană:

$$L_{c\cdot s}=X_c+\frac{D}{6{,}18}T,\quad L_{c\cdot i}=X_c-\frac{D}{6{,}18}T; \tag{14.18}$$

— pentru amplitudine;

$$L'_{c\cdot s}=\frac{C_s}{6{,}18}T,\quad L'_{c\cdot i}=\frac{C_i}{6{,}18}T. \tag{14.19}$$

Valorile coeficienţilor $\frac{D}{6{,}18}$, $\frac{C_s}{6{,}18}$, $\frac{C_i}{6{,}18}$ se găsesc, în funcţie de n, în tabelul 14.1.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 14.1

Valorile coeficienților $D, D', E, E', C_s, C'_s, C_i$ și C'_i.

Mărimea probei	Coeficienți pentru calculul limitelor de control ale medianei				Coeficienți pentru calculul limitelor de control ale amplitudinii				Coeficienți pentru calculul limitelor de control în raport cu toleranța			$\frac{\bar{w}}{\sigma}=d_n$
	$T\leqslant 7\sigma$		$T>7\sigma$									
n	D	D'	E	E'	C_s	C'_s	C_i	C'_i	$\frac{D}{6,18}$	$\frac{C_s}{6,18}$	$\frac{C_i}{6,18}$	
3	2,08	1,23	1,01	0,60	5,06	2,99	0,06	0,04	0,34	0,82	0,01	1,693
5	1,67	0,72	1,42	0,61	5,48	2,36	0,37	0,16	0,27	0,89	0,06	2,326
7	1,43	0,53	1,66	0,61	5,73	2,12	0,69	0,26	0,23	0,93	0,11	2,704
9	1,28	0,43	1,81	0,61	5,90	1,99	0,96	0,32	0,21	0,95	0,16	2,970
11	1,14	0,36	1,95	0,61	6,04	1,90	1,20	0,38	0,18	0,98	0,19	3,173

Controlul statistic se desfășoară în următoarea succesiune:

— La intervale de timp stabilite în prealabil și indicate în fișa de control, se ia cîte o probă formată din ultimele n piese prelucrate la mașina-unealtă respectivă.

— Caracteristica (dimensiunea) urmărită se măsoară la fiecare piesă din probă și rezultatele măsurării se înscriu sub formă de puncte pe diagrama medianei.

— Pe baza valorilor obținute prin măsurare, se stabilește mediana M (valoarea care ocupă poziția centrală în șirul valorilor ordonate crescător sau descrescător), care se încercuiește și se calculează amplitudinea w (diferența dintre valoarea cea mai mare și valoarea cea mai mică din șir), care este trecută, tot sub formă de puncte, pe diagrama amplitudinii.

— În funcție de poziția medianei și amplitudinii față de limitele de control respective, se trag concluzii cu privire la desfășurarea prelucrării și la calitatea pieselor prelucrate în intervalul scurs de la examinarea probei anterioare.

În practică se pot întîlni următoarele patru situații:

a) atît mediana, cît și amplitudinea se găsesc între limitele de control; controlorul apreciază că procesul este stabil ca reglaj și ca precizie, pe fișa de control, în rîndul *Concluzia controlului*, scrie „*C*“, adică prelucrarea poate continua și consideră corespunzătoare întreaga cantitate de piese din care s-a luat proba;

b) mediana probei a depășit una din limitele de control, indicînd un reglaj defect, dar amplitudinea se găsește între cele două limite de control; controlorul cere oprirea prelucrării și refacerea reglajului și scrie „*O*“ (oprit) în rîndul *Concluzia controlului*; în același timp, el consideră necorespunzătoare întreaga cantitate de piese din care s-a luat proba, îndepărtînd piesele de la mașină (acestea vor fi controlate, eventual, bucată cu bucată, pentru a putea admite piesele corespunzătoare);

c) mediana probei indică un reglaj corespunzător dar amplitudinea depășește limita superioară de control, indicînd o precizie necorespunzătoare; controlorul cere oprirea mașinii și, eventual, refacerea preciziei ei (cînd este posibil) fără a strica reglajul și scrie „O“ în rîndul *Concluzia controlului*: canti-

Scanned with OKEN Scanner

tatea de piese din care s-a luat proba se consideră necorespunzătoare, urmînd ca piesele să fie controlate individual;

d) mediana probei indică un reglaj defect, iar amplitudinea indică o precizie necorespunzătoare; controlorul cere oprirea procesului de prelucrare și procedează ca în situațiile b) și c).

De obicei, dacă, după controlul statistic, lotul din care s-a luat proba se găsește corespunzător, piesele nu se mai verifică bucată cu bucată, ci trec la operația următoare sau sînt trimise la magazia de piese finite. Se poate face excepție în unele cazuri speciale, cum ar fi: piesa este foarte importantă funcțional sau foarte scumpă; operațiile ulterioare sînt costisitoare; aplicarea controlului statistic este la început și nu există siguranță deplină în ce privește rezultatele lui.

Exemplul 14.2. La operația de strunjire fină a arborilor cu diametrul prescris $\varnothing 50 {}^{+0,088}_{+0,026}$ se aplică controlul statistic pe bază de măsurare cu fișă de control pentru mediană și amplitudine. Prin analiza statistică prealabilă a rezultat că prelucrarea este stabilă static și dinamic și $\sigma=0,009$ mm.

Pentru că toleranța $T_d=0,062$ mm și $7\sigma=0,063$ mm, reiese că este vorba de cazul $7\sigma>T_d$.

Mărimea probei fiind $n=5$, din tabelul 14.1 se scot valorile:

$$D=1,67;\ C_s=5,48;\ C_i=0,37.$$

Limitele de control vor fi:

— pentru mediană:

$$L_{c.s}=X_c+D\sigma=50,057+1,67\cdot 0,009=50,057+0,015=50,072 \text{ mm};$$

$$L_{c.i}=X_c-D\sigma=50,057-1,67\cdot 0,009=50,057-0,015=50,042 \text{ mm};$$

— pentru amplitudine:

$$L'_{c.s}=C_s\sigma=5,48\cdot 0,009\simeq 0,049 \text{ mm};$$

$$L'_{c.i}=C_i\sigma=0,37\cdot 0,009\simeq 0,003 \text{ mm}.$$

Limitele de control și datele desfășurării controlului statistic au fost trecute în fișa de control din figura 14.4.

După examinarea a 25 probe, se recalculează amplitudinea medie $\bar{w}$ și abaterea medie pătratică σ:

$$\bar{w}=\frac{\sum_{i=1}^{25} w_i}{25}\simeq 0,031 \text{ mm}.$$

$$\sigma=\frac{\bar{w}}{2,326}\simeq 0,013 \text{ mm}.$$

Întrucît, de asemenea,

$$7\sigma=0,091>T_d=0,062 \text{ mm},$$

limitele de control se recalculează cu ajutorul acelorași formule:

$$L_{c.s}=X_c+D\sigma=50,057+1,67\cdot 0,013\simeq 50,057+0,021=50,078 \text{ mm};$$

$$L_{c.i}=X_c-D\sigma=50,057-1,67\cdot 0,013\simeq 50,057-0,021=50,036 \text{ mm};$$

Scanned with OKEN Scanner

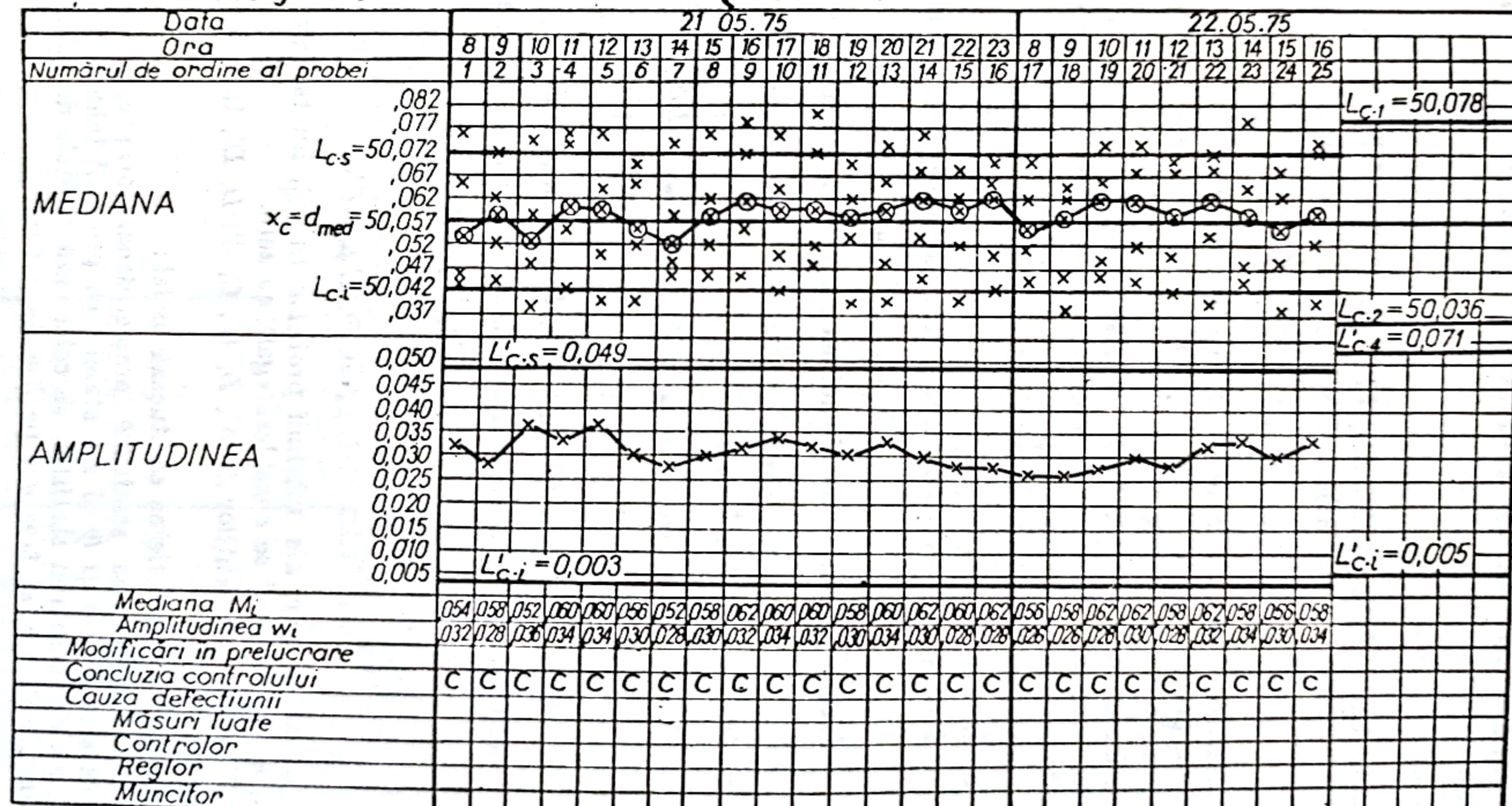


Fig 14.4. Fișă de control pentru mediană și amplitudine.

$$L'_{c.s}=C_s\sigma=5{,}48\cdot 0{,}013=0{,}071 \text{ mm};$$

$$L'_{c.i}=C_i\sigma=0{,}37\cdot 0{,}013=0{,}005 \text{ mm}.$$

În continuare, verificarea se va face pe baza noilor limite de control, care se trasează pe diagramele respective.

14.3.3. CONTROLUL STATISTIC PE BAZĂ DE MĂSURARE CU FIŞĂ DE CONTROL PENTRU MEDIE ŞI AMPLITUDINE (STAS R 5880-72).

Această metodă, care se aplică aproximativ în aceleaşi condiţii ca şi metoda precedentă, este mai sensibilă la schimbările intervenite în procesul tehnologic de prelucrare.

Fişa de control (fig. 14.5), asemănătoare cu cea pentru mediană şi amplitudine, are, în plus, cîteva rînduri pentru înregistrarea valorilor obţinute la măsurarea exemplarelor (pieselor) din fiecare probă.

Limitele de control ale mediei se calculează astfel:

a. *În situaţia* $7\sigma \geqslant T$:

— dacă se cunoaşte abaterea medie pătratică a colectivităţii σ,

$$L_{c.s}=X_c+A\sigma,\ L_{c.i}=X_c-A\sigma; \tag{14.20}$$

— dacă se cunoaşte amplitudinea medie a probelor $\bar{w}$,

$$L_{c.s}=X_c+A'\bar{w},\ L_{c.i}=X_c-A'\bar{w}. \tag{14.21}$$

b. *În situaţia cînd* $7\sigma<T$:

$$L_{c.s}=X_{max}-B\sigma,\ L_{c.i}=X_{min}+B\sigma. \tag{14.22}$$

sau:

$$L_{c.s}=X_{max}-B'\bar{w},\ L_{c.i}=X_{min}+B'\bar{w}. \tag{14.23}$$

Limitele de control ale amplitudinilor probelor se calculează cu relaţiile:

$$L'_{c.s}=C\sigma,\ L'_{c.i}=D\sigma; \tag{14.24}$$

sau:

$$L'_{c.s}=C'\bar{w},\ L'_{c.i}=D'\bar{w}. \tag{14.25}$$

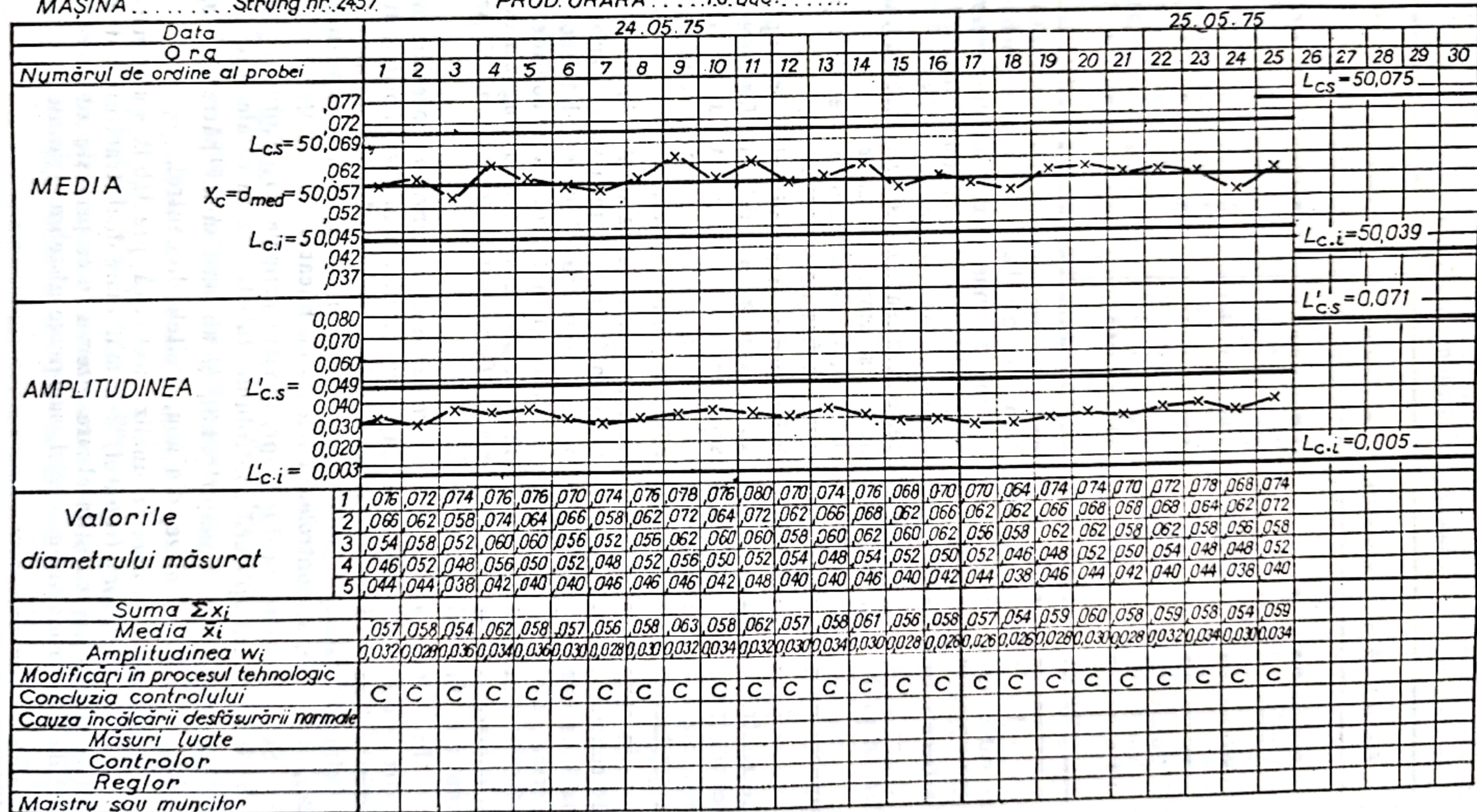
La valori mici ale mărimii probelor ($n\leqslant 5$), limita inferioară de control $L'_{c.i}$ a amplitudinii se consideră egală cu zero.

Valorile coeficienţilor A, A', B, B', C, C', D, D', în funcţie de n, sînt date în tabelul 14.2.

Controlul statistic se efectuează astfel:

— După analiza statistică premergătoare prin care s-au calculat parametrii statistici σ şi $\bar{w}$ şi s-a stabilit că procesul tehnologic este apt pentru aplicarea controlului statistic, se calculează limitele de control pentru medie şi amplitudine şi se trasează pe fişa de control.

Scanned with OKEN Scanner



INTREPRINDEREA ... 1 MAI ....
SECȚIA .... Mecanică .....
SECTORUL .... Mecanic ......
ATELIERUL ....
LINIA ....
MAȘINA .... Strung nr. 2457

PRODUSUL .... Arbore ....
CARACTERISTICA ....
CONTROLATĂ ..... Diametrul ....
DIM. PRESCRISĂ ... $50^{+0,088}_{+0,026}$ ......
OPERAȚIA .... Nr. 9 - strunjire
PROD. ORARĂ ...... 70 buc. ....

APARATUL DE MĂSURAT ... Pasametru.
VAL. DIVIZIUNII .... 0,002 mm...
MĂRIMEA PROBEI .... 5 buc. .....
INTERVALUL DINTRE
DOUĂ LUĂRI DE PROBE ... 1 oră ....

Numărul de ordine al probei		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Valorile diametrului măsurat	1	,076	,072	,074	,076	,076	,070	,074	,076	,078	,076	,080	,070	,074	,076	,068	,070	,070	,064	,074	,074	,070	,072	,078	,068	,074					
	2	,066	,062	,058	,074	,064	,066	,058	,062	,072	,064	,072	,062	,066	,068	,062	,066	,062	,062	,066	,068	,068	,068	,064	,062	,072					
	3	,054	,058	,052	,060	,060	,056	,052	,056	,062	,060	,060	,058	,060	,062	,060	,062	,056	,058	,062	,062	,058	,062	,058	,056	,058					
	4	,046	,052	,048	,056	,050	,052	,048	,052	,056	,050	,052	,054	,048	,054	,052	,050	,052	,046	,048	,052	,050	,054	,048	,048	,052					
	5	,044	,044	,038	,042	,040	,040	,046	,046	,046	,042	,048	,040	,040	,046	,040	,042	,044	,038	,046	,044	,042	,040	,044	,038	,040					
Suma Σx_i																															
Media $\bar{x}_i$		,057	,058	,054	,062	,058	,057	,056	,058	,063	,058	,062	,057	,058	,061	,056	,058	,057	,054	,059	,060	,058	,059	,058	,054	,059					
Amplitudinea w_i		0,032	0,028	0,036	0,034	0,036	0,030	0,028	0,030	0,032	0,034	0,032	0,030	0,034	0,030	0,028	0,028	0,026	0,026	0,028	0,030	0,028	0,032	0,034	0,030	0,034					
Modificări în procesul tehnologic																															
Concluzia controlului		C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C					
Cauza încălcării desfășurării normale																															
Măsuri luate																															
Controlor																															
Reglor																															
Maistru sau muncitor																															

Fig. 14.5. Fișă de control pentru medie și aplitudine.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 14.2

Valorile coeficienţilor A, A', B, B', C, C' D şi D'

n	A	A'	B	B'	C	C'	D	D'	d_n
2	2,185	1,937	0,905	0,802	4,65	4,12	0,00	0,00	1,128
3	1,784	1,054	1,356	0,772	5,06	2,99	0,06	0,04	1,693
4	1,545	0,750	1,545	0,750	5,31	2,68	0,20	0,10	2,059
5	1,382	0,594	1,708	0,735	5,48	2,36	0,37	0,16	2,326
6	1,262	0,498	1,828	0,722	5,62	2,22	0,54	0,21	2,534
7	1,168	0,432	1,922	0,711	5,73	2,12	0,69	0,26	2,704
8	1,092	0,381	1,998	0,702	5,82	2,04	0,83	0,29	2,847
9	1,030	0,347	2,060	0,694	5,90	1,99	0,96	0,32	2,970
10	0,977	0,317	2,113	0,687	5,97	1,94	1,08	0,35	3,073

—La intervale de timp fixate în prealabil şi indicate pe fişa de control, se ridică de la maşină cîte o probă compusă din ultimele n exemplare prelucrate în perioada respectivă ; caracteristica (dimensiunea) urmărită se măsoară la fiecare exemplar din probă şi rezultatele se înscriu în fişă.

— Pe baza valorilor obţinute la măsurare se calculează parametrii statistici ai probei : media aritmetică $\bar{x}_i$ şi amplitudinea w_i.

— Media aritmetică şi amplitudinea fiecărei probe se reprezintă prin puncte pe diagramele respective din fişa de control.

— Ţinînd seama de poziţiile mediei şi amplitudinii în raport cu limitele de control, se trag concluzii cu privire la modul de desfăşurare a procesului tehnologic şi la calitatea pieselor prelucrate în intervalul de timp dat. Dacă este cazul, se stabilesc şi cauzele care au dus la încălcarea desfăşurării normale a prelucrării şi se iau măsurile corespunzătoare.

În cazul cînd punctul care reprezintă media se află între cele două limite de control, iar punctul care reprezintă amplitudinea se află sub limita superioară de control a amplitudinii, se consideră că procesul tehnologic a decurs normal, toate piesele lotului din care s-a luat proba sînt considerate corespunzătoare (fiind trimise mai departe la prelucrare sau la magazia de piese finite) şi controlorul scrie „C" în rîndul *Concluzia controlului*, adică procesul poate continua în aceleaşi condiţii.

În toate celelalte cazuri : reglaj necorespunzător, precizie necorespunzătoare sau şi una şi alta în acelaşi timp, controlorul cere oprirea maşinii-unelte, scrie „O" în rîndul *Concluzia controlului* şi se iau măsurile de rigoare. Piesele lotului din care s-a luat proba găsită necorespunzătoare se resping integral sau, mai bine, se controlează bucată cu bucată.

Se recomandă ca după aproximativ primele 25 de probe, precum şi periodic în decursul aplicării controlului statistic, să se recalculeze valorile amplitudinii medii $\bar{w}$, cu relaţia (14.3), şi abaterii medii pătratice σ, cu relaţia (14.8), şi să se calculeze, din nou, limitele de control.

În situaţia în care la analiza statistică prealabilă s-a constatat că fracţiunea defectă proprie (rebutul) este mai mare decît fracţiunea defectă admisă, dar se presupune că utilajul are rezerve în ce priveşte obţinerea unei fracţiuni defecte probabile mai mici, sau procesul tehnologic nu este stabil, limitele

Scanned with OKEN Scanner

de control se calculează în funcţie de cîmpul de toleranţă al dimensiunii, în ipoteza că $T=6{,}18\sigma$, cu relaţiile:

— pentru media aritmetică:

$$L_{c.s}=X_c+HT, \; L_{c.i}=X_c-HT; \tag{14.26}$$

— pentru amplitudine:

$$L'_{c.s}=ET, \; L'_{c.i}=FT. \tag{14.27}$$

Dacă mărimea probei $n=5$, $H=0{,}224$, $E=0{,}89$ şi $F=0{,}06$ (conf. tab. 2 — STAS R 5880-72).

Exemplul 14.3. Se aplică metoda de control statistic pe bază de măsurare cu fişă de control pentru medie şi amplitudine la operaţia nr. 9 de strunjire a pieselor *arbore*, cu diametrul prescris de $50^{+0{,}088}_{+0{,}026}$ mm. Prin analiza statistică prealabilă s-a stabilit că prelucrarea este stabilă ca reglaj şi ca precizie şi din calcul a rezultat că $w=0{,}021$ mm şi $\sigma=0{,}009$ mm. Întrucît $7\sigma=0{,}063$ mm$>T_d=0{,}062$ mm şi luînd, din oră în oră, cîte o probă de $n=5$ piese, din tabelul 14.2 se iau coeficienţii: $A=1{,}382$; $C=5{,}48$; $D=0{,}37$.

Limitele de control pentru medie şi amplitudine sînt:

$$L_{c.s}=X_c+A\sigma=50{,}057+1{,}382\cdot 0{,}009\simeq 50{,}057+0{,}012=50{,}069 \text{ mm};$$

$$L_{c.i}=X_c-A\sigma=50{,}057-1{,}382\cdot 0{,}009\simeq 50{,}057-0{,}012=50{,}045 \text{ mm};$$

$$L'_{c.s}=C\sigma=5{,}48\cdot 0{,}009\simeq 0{,}049 \text{ mm};$$

$$L'_{c.i}=D\sigma=0{,}37\cdot 0{,}009\simeq 0{,}003 \text{ mm}.$$

Limitele de control se trasează pe diagramele respective din fişa de control de la figura 14.5 şi se urmăreşte desfăşurarea procesului tehnologic, trecîndu-se în fişă toate datele necesare.

Observaţie. Pentru a putea încăpea în fişă, valorile diametrului măsurat şi valorile mediei x_i au fost înscrise în casetele respective fără valoarea nominală de 50 mm. Sumele Σx_i nu au încăput în casete.

După primele 25 probe se recalculează valorile lui w şi σ:

$$\bar{w}=\frac{\sum_{i=1}^{25} w_i}{25}=\frac{0{,}770}{25}\simeq 0{,}031 \text{ mm};$$

$$\sigma=\frac{\bar{w}}{d_n}=\frac{0{,}031}{2{,}326}\simeq 0{,}013 \text{ mm}.$$

Deoarece $7\sigma=0{,}091$ mm$>T_d=0{,}062$ mm, limitele de control se vor recalcula cu ajutorul aceloraşi relaţii şi coeficienţi:

$$L_{c.s}=X_c+A\sigma=50{,}057+1{,}382\cdot 0{,}013=50{,}057+0{,}018=50{,}075 \text{ mm};$$

$$L_{c.i}=X_c-A\sigma=50{,}057-1{,}382\cdot 0{,}013=50{,}057-0{,}018=50{,}039 \text{ mm};$$

$$L'_{c.s}=C\sigma=5{,}48\cdot 0{,}013=0{,}071 \text{ mm};$$

$$L'_{c.i}=D\sigma=0.37\cdot 0{,}013=0{,}005 \text{ mm}.$$

Noile limite de control, pe baza cărora se desfăşoară în continuare controlul statistic, se trasează pe diagramele respective din fişa de control de la figura 14.5.

Scanned with OKEN Scanner

14.3.4. CONTROLUL STATISTIC PE BAZĂ DE MĂSURARE CU FIŞĂ DE CONTROL PENTRU MEDIE ŞI ABATERE MEDIE PĂTRATICĂ

Cînd distribuţia valorilor caracteristicii (dimensiunii) urmărite se conduce după legea normală, valoarea medie aritmetică şi abaterea medie pătratică sînt parametrii statistici care permit cea mai precisă apreciere a modului cum se desfăşoară procesul tehnologic. Datorită acestui fapt, controlul statistic pe bază de măsurare cu fişă de control pentru medie şi abatere medie pătratică se va aplica atunci cînd produsul este scump şi important din punct de vedere funcţional sau precizia prescrisă este mare, şi, deci, rezultatele controlului trebuie să fie cît mai sigure. Dezavantajul metodei constă în faptul că necesită calcule laborioase şi controlori cu calificare mai înaltă decît în cazul metodelor expuse mai înainte.

Ca de obicei, înainte de aplicarea controlului statistic trebuie să se stabilească dacă procesul tehnologic este stabil static şi dinamic şi dacă maşina-unealtă asigură o precizie corespunzătoare preciziei prescrise. Ca atare, se va determina fracţiunea defectă proprie (rebutul probabil) şi, dacă ea este acceptabilă, se vor calcula parametrii statistici x, $\bar{w}$ şi σ.

Fişa de control statistic (fig. 14.6) conţine, pe lîngă datele obişnuite, ca şi fişele de control de la figura 14.4 şi 14.5, o diagramă de control a mediei aritmetice şi o diagramă de control a abaterii medii pătratice.

Pe diagrama de control a mediei aritmetice se trasează limita superioară de control $L_{c \cdot s}$ şi limita inferioară de control $L_{c \cdot i}$, iar pe diagrama de control a abaterii medii pătratice se trasează limitele de control superioară $L'_{c \cdot s}$ şi inferioară $L'_{c \cdot i}$.

Ca şi pentru celelalte două metode de control statistic pe bază de măsurare, limitele de control se calculează astfel, că probabilitatea ca media aritmetică sau abaterea medie pătratică a probei să le depăşească este egală cu aproximativ 0,002 (2‰) pentru ambele limite, respectiv 0,001 (1‰) pentru fiecare limită. Aceasta înseamnă că, din 1 000 cazuri, este probabil ca în două cazuri media aritmetică a probei, respectiv abaterea medie pătratică a probei să se situeze în afara zonei cuprinsă între limitele de control; cu alte cuvinte, o limită este depăşită într-un caz din 1 000.

Limitele de control ale mediilor probelor se calculează cu relaţiile:

a. *În situaţiile cînd* $7\sigma \geq T$:

— dacă se cunoaşte abaterea medie pătratică σ,

$$L_{c \cdot s} = X_c + A\sigma;\ L_{c \cdot i} = X_c - A\sigma; \tag{14.28}$$

— dacă se cunoaşte amplitudinea medie a probelor $\bar{w}$,

$$L_{c \cdot s} = X_c + A'\bar{w};\ L_{c \cdot i} = X_c - A'\bar{w}; \tag{14.29}$$

— dacă se cunoaşte media abaterilor medii pătratice ale probelor $\bar{s}$,

$$L_{c \cdot s} = X_c + A''\bar{s};\ L_{c \cdot i} = X_c - A''\bar{s}. \tag{14.30}$$

Cînd, din motive obiective, reglarea nu se poate face la valoarea medie X_c a dimensiunii, aceasta se va înlocui cu media mediilor aritmetice ale probelor $\bar{\bar{x}}$, calculată cu relaţia (14.2) prin analiza statistică prealabilă.

b. *În situaţiile cînd* $7\sigma < T$:

$$L_{c \cdot s} = X_{max} - B\sigma;\ L_{c \cdot i} = X_{min} + B\sigma; \tag{14.31}$$

Scanned with OKEN Scanner

FIȘA DE CONTROL PENTRU MEDIE ȘI ABATERE MEDIE PĂTRATICĂ

INTREPRINDEREA....1 MAI	PRODUSUL..... Arbore	APARATUL DE MĂSURAT. Pasametru
SECȚIA...... Mecanică	CARACTERISTICA	VAL. DIVIZIUNII 0,002mm
SECTORUL...Mecanic	CONTROLATĂ...Diametrul	MĂRIMEA PROBEI.......5 buc.
ATELIERUL	DIM. PRESCRISĂ. $50^{-0,030}_{-0,060}$	INTERVALUL DINTRE
LINIA	OPERAȚIA..... Nr.14 rectificare	DOUĂ LUĂRI DE PROBE..1 oră
MAȘINA..Rectificat 5648	PROD. ORARĂ...70 buc.	

Data									
Ora	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Numărul de ordine al probei	1	2	3	4	5	6	7	8	9
MEDIA $X_{max} = d_{max} = 54,970$									
,968									
,966									
,964									
$L_{c \cdot s} = 54,962$									
,960									
,958									
$X_c = d_{med} = 54,955$									
,952									
,950									
$L_{c \cdot i} = 54,948$									
,946									
,944									
,942									
$X_{min} = d_{min} = 54,940$									
ABATEREA MEDIE PĂTRATICĂ $L'_{c \cdot s} = 0,0096$									
0,006									
0,004									
$L'_{c \cdot i} = 0,0007$									
Media $\bar{x}_i$	54,9552	54,9544	54,9552	54,9542	54,9542	54,9558	54,9554		
Abaterea medie pătratică s_i	0,0037	0,0039	0,0037	0,0041	0,0033	0,0044	0,0034		
Modificări în procesul tehnologic									
Concluzia controlului									
Cauza încălcării desf. norm. a proc. tehn									
Măsuri luate									
Controlor									
Reglor									
Muncitor									

Fig. 14.6. Fișă de control pentru medie și abatere medie pătratică.

Scanned with OKEN Scanner

sau:

$$L_{c \cdot s}=X_{max}-B'\overline{\omega} \; ; \; L_{c \cdot i}=X_{min}+B'\overline{\omega} \; ; \qquad (14.32)$$

sau:

$$L_{c \cdot s}=X_{max}-B''\bar{s} \; ; \; L_{c \cdot i}=X_{min}+B''\bar{s}. \qquad (14.33)$$

Limitele de control ale abaterilor medii pătratice ale probelor se calculează cu relaţiile:

$$L'_{c \cdot s}=G_s\sigma \; ; \; L'_{c \cdot i}=G_i\,\sigma \; ; \qquad (14.34)$$

sau:

$$L'_{c \cdot s}=G'_s\overline{\omega} \; ; \; L'_{c \cdot i}=G'_i\overline{\omega} \; ; \qquad (14.35)$$

sau:

$$L'_{c \cdot s}=G''_s\bar{s} \; ; \; L'_{c \cdot i}=G''_i\bar{s}. \qquad (14.36)$$

Valorile coeficienţilor A, A', A'', B, B', B'', G_s, G'_s, G''_s, G_i, G'_i, G''_i se iau, în funcţie de mărimea probei n.

În cazurile cînd fracţiunea defectă proprie a procesului tehnologic este mai mare decît cea admisibilă, dar maşina-uenaltă are rezerve de mărire a preciziei de prelucrare sau procesul tehnologic nu este stabil, limitele de control se vor calcula în ipoteza că $T=6{,}18\sigma$:

$$\left.\begin{aligned} L_{c \cdot s}&=X_e+\frac{A}{6{,}18}T \; ; \\ L_{c \cdot i}&=X_e-\frac{A}{6{,}18}T \; ; \end{aligned}\right\} \qquad (14.37)$$

$$\left.\begin{aligned} L'_{c \cdot s}&=\frac{G_s}{6{,}18}T \; ; \\ L'_{c \cdot i}&=\frac{G_i}{6{,}18}T \,. \end{aligned}\right\} \qquad (14.38)$$

Controlul statistic pe bază de măsurare cu fişă de control pentru media aritmetică şi abaterea medie pătratică se desfăşoară astfel:

— După calcularea şi trasarea pe diagrame a limitelor de control, la intervale de timp stabilite şi specificate în fişă se ridică cîte o probă de n exemplare (piese) dintre ultimele prelucrate în intervalul respectiv, se măsoară caracteristica (dimensiunea) urmărită la fiecare exemplar din probă şi rezultatele se trec în anexa fişei de control (tab. 14.3).

— Pe baza rezultatelor măsurărilor, se calculează parametrii statistici ai probei: media aritmetică $\bar{x}_i$ şi abaterea medie pătratică s_i. Abaterea medie aritmetică se calculează cu relaţia:

$$s_i=\sqrt{\frac{\Sigma x_j^2-\frac{(\Sigma x_j)^2}{n}}{n}}. \qquad (14.39)$$

Scanned with OKEN Scanner

Se fac calcule ajutătoare, aşa cum se vede în tabelul 14.3 — anexa fişei de control. Pentru uşurarea calculelor, se recomandă să se lucreze cu abateri față de valoarea medie prescrisă a dimensiunii X_c sau față de media mediilor probelor $\bar{\bar{x}}$ (determinată prin analiza statistică prealabilă), cu care s-au calculat limitele de control ale mediei aritmetice. Valorile mediei aritmetice şi abaterii medii pătratice se trec în fişa de control.

— Pe diagramele respective din fişa de control se reprezintă prin puncte valorile mediei aritmetice şi abaterii medii pătratice.

– Pe baza datelor obținute, se fac aprecieri cu privire la modul cum a decurs prelucrarea şi la calitatea pieselor din lotul din care s-a extras proba şi, eventual, se iau măsurile care se impun.

Dacă atît media aritmetică, cît şi abaterea medie pătratică a probei se găsesc între limitele de control respective, se consideră că procesul de prelu-

Tabelul 14.3

Anexă la fişa de control din figura 14.6

Nr. de ordine al probei	1		2		3		4		5		6		7	
	x_j	x_j^2	x_j	x_j^2	x_j	x_j^2	x_j	x_j^2	x_j	x_j^2	x_j	x_j^2	x_j	x_j^2
	+2	4	−7	49	−6	36	0	0	−3	9	+7	49	−5	25
	+3	9	+2	4	+5	25	+2	4	+2	4	+4	16	+4	16
Formule de calcul	−6	36	+1	1	+1	1	+4	16	−5	25	−5	25	+2	4
	−2	4	−3	9	−1	1	−8	64	−2	4	−3	9	−2	4
	+4	16	+4	16	+2	4	−2	4	+4	16	+1	1	+3	9
Σx_j	+1		−3		+1		−4		−4		+4		+2	
Σx_j^2	69		79		67		88		58		100		58	
$\bar{x}_i = \frac{\Sigma x_j}{n}$	+0,2		−0,6		+0,2		−0,8		−0,8		+0,8		+0,4	
$(\Sigma x_j)^2$	1		9		1		16		16		16		4	
$\frac{(\Sigma x_j)^2}{n}$	0,2		1,8		0,2		3,2		3,2		3,2		0,8	
$\Sigma x_j^2 - \frac{(\Sigma x_j)^2}{n}$	68,8		77,2		66,8		84,8		54,8		96,8		57,2	
$\left[\Sigma x_j^2 - \frac{(\Sigma x_j)^2}{n}\right] / n$	13,76		15,44		13,36		16,96		10,96		19,36		11,44	
$s_i = \sqrt{\left[\Sigma x_j^2 - \frac{(\Sigma x_j)^2}{n}\right] / n}$	3,7		3,9		3,7		4,1		3,3		4,4		3,4	

crare este stabil dinamic (ca reglaj și ca precizie), se admite întregul lot din care s-a extras proba și controlorul scrie „C" în rîndul *Concluzia controlului*, adică procesul poate continua în aceleași condiții.

În situațiile cînd numai media, sau numai abaterea medie pătratică sau amîndoi parametrii simultan depășesc una din limitele de control, procesul de prelucrare se oprește, controlorul scrie „O" în rîndul *Concluzia controlului* și lotul de piese din care s-a extras proba este respins ca necorespunzător. Procesul de prelucrare va putea continua numai după ce au fost înlăturate cauzele instabilității sale.

Exemplul 14.4. S-a hotărît aplicarea controlului statistic pe bază de măsurare cu fișă de control pentru medie și abatere medie pătratică la operația de rectificare a fusurilor arborilor cu diametrul prescris de $55^{-0,030}_{-0,060}$ mm, respectiv $\varnothing 55$ f7.

Făcîndu-se analiza statistică prealabilă, s-a stabilit că procesul tehnologic este stabil dinamic, iar abaterea medie pătratică a colectivității $\sigma=0{,}005$ mm.

Fracțiunea defectă proprie este:

$$p=1-2\Phi(z)=1-2\Phi\left(\frac{X_c-X_{min}}{\sigma}\right)=1-2\Phi\left(\frac{54{,}955-54{,}940}{0{,}005}\right)=$$

$$=1-2\Phi(3)=1-2\cdot 0{,}49856=1-0{,}9973=0{,}0027=0{,}27\,\%.$$

S-a ales mărimea probei $n=5$ piese și intervalul dintre două luări de probe de 1 h.

Limitele de control se calculează pentru situația:

$$7\sigma=0{,}035 \text{ mm} > T_d=0{,}030 \text{ mm}.$$

Pentru mărimea probei $n=5$ piese: $A=1{,}382$; $G_s=1{,}922$ și $G_i=0{,}135$.

Limitele de control ale mediei sînt:

$$L_{c\,s}=X_c+A\sigma=54{,}955+1{,}382\cdot 0{,}005\simeq 54{,}955+0{,}007=54{,}962 \text{ mm};$$

$$L_{c\,i}=X_c-A\sigma=54{,}955-1{,}382\cdot 0{,}005\simeq 54{,}955-0{,}007=54{,}948 \text{ mm}.$$

Limitele de control ale abaterii medii pătratice sînt:

$$L'_{c\,s}=G_s\sigma=1{,}922\cdot 0{,}005\simeq 0{,}0096 \text{ mm};$$

$$L'_{c\,i}=G_i\sigma=0{,}135\cdot 0{,}005\simeq 0{,}0007 \text{ mm}.$$

Toate limitele de control au fost trasate pe fișa de control de la figura 14.6. Datele cu privire la măsurarea dimensiunii pieselor care formează probele prelevate și la calculul parametrilor statistici ai probei sînt trecute în tabelul 14.3 (pentru ușurarea calculelor, valorile din tabel sînt înregistrate ca abateri, în µm, față de diametrul mediu prescris $X_c=54{,}955$ mm).

În fișa de control din figura 14.6 este ilustrată desfășurarea procesului de prelucrare pe parcursul a șapte probe.

Dacă, după 20–25 probe, intervin schimbări mai însemnate în procesul tehnologic, se recomandă recalcularea limitelor de control, eventual în funcție de media abaterilor medii pătratice s.

14.4. MIJLOACE DE MĂSURARE UTILIZATE ÎN CONTROLUL STATISTIC

Pentru efectuarea controlului statistic, se utilizează mijloace de măsurare universale sau speciale, în funcție de metoda de control statistic și de o serie de alte condiții: mărimea, greutatea și complexitatea pieselor controlate, precizia de prelucrare prescrisă ș.a.

Scanned with OKEN Scanner

Mijloacele de măsurare universale (micrometrul, comparatorul cu cadran circular etc.) se folosesc, de obicei, atunci cînd se examinează probe mici (de 2...10 exemplare), metoda de control statistic este mai simplă, productivitatea prelucrării este relativ redusă și întreprinderea nu dispune de mijloace speciale sau realizarea acestora este prea complicată și nu este justificată economic.

Mijloacele speciale, care au, de multe ori, în componența lor și instrumente sau aparate universale de măsurare, asigură o productivitate ridicată, necesară în producția de serie mare și de masă, și permit efectuarea unui control statistic mai complex.

În cele ce urmează, vor fi prezentate, ca exemple, doar două tipuri de instalații speciale pentru controlul statistic; alte tipuri de aparate și instalații cu caracter special și de înaltă productivitate, care sînt folosite în controlul obișnuit, dar pot fi utilizate, în măsură mai mare sau mai mică, și la controlul statistic, sînt prezentate în capitolul următor.

● În figura 14.7 este prezentat *analizorul statistic P1* (realizator — B. S. Baiburov), o instalație portabilă relativ simplă, cu ajutorul căreia se poate efectua analiza statistică a procesului tehnologic cu determinarea stabilității statice și dinamice, se poate determina precizia de prelucrare a mașinilor-unelte și se pot aplica metodele de control statistic pe bază de măsurare. În acest sens, pe baza măsurării pieselor din lot sau probă, instalația ridică histograma distribuției dimensiunilor efective ale pieselor, indică intervalul real

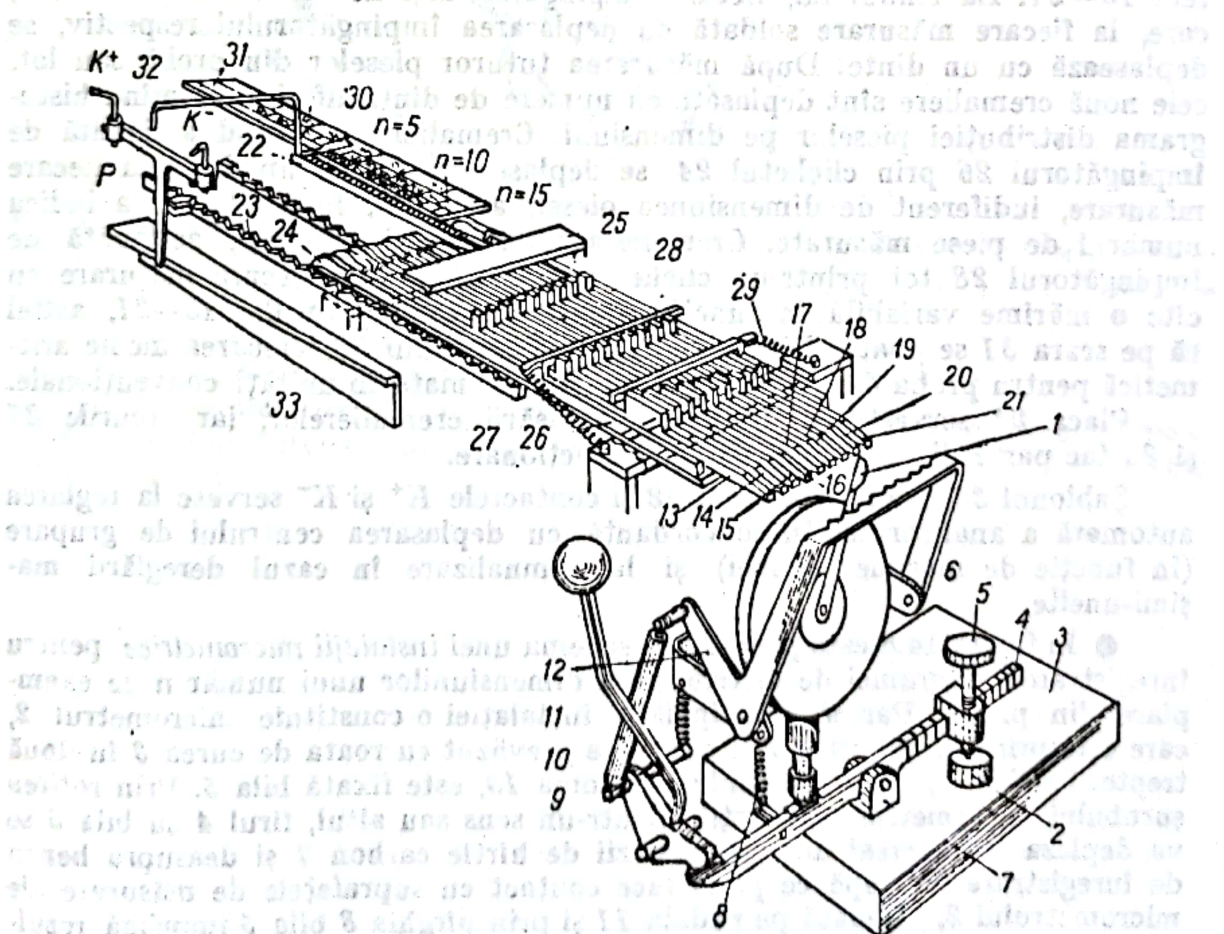


Fig. 14.7. Analizorul statistic P1.

de împrăştiere şi dă valoarea medie aritmetică a probei sau lotului. Totodată cu ajutorul histogramei şi al datelor dintr-un tabel care însoţeşte aparatul, se poate calcula abaterea medie pătratică.

În analizor este inclus, ca mijloc de măsurare propriu-zis, un comparator cu cadran circular sau de alt tip, la care acul indicator este înlocuit cu acul special alungit şi elastic 1. După caz, comparatorul are valoarea diviziunii 0,01 ; 0,005 ; 0,002 sau 0,001 mm.

Piesa *2* supusă măsurării se aşază pe masa *3*. Variaţiile în dimensiunile pieselor măsurate se transmit la comparator prin intermediul şurubului palpator *5* cu filet fin şi al pîrghiei *4*, care oscilează pe axul suportului *7*. Pentru reglare, patina *6* cu şurubul *5* se deplasează pe pîrghia *4* şi se fixează într-o astfel de poziţie, prin care acul indicator *1* se deplasează, corespunzător mărimii cîmpului de toleranţă prescris, de la împingătorul *13* la împingătorul *21*. În felul acesta, cîmpul de toleranţă este împărţit în nouă părţi egale, iar acul indicator *1* are o cursă maximă constantă.

Acţionarea analizorului în timpul măsurării se face numai cu ajutorul manetei *9*. Prin deplasarea acesteia spre operator, cama *10* se roteşte şi apasă asupra pîrghiei *4*, ridicînd şurubul *5* pentru aşezarea unei piese noi. Urmează deplasarea manetei *9* în sens opus, prin care cama *10* eliberează pîrghia *4* (pentru ca vîrful şurubului palpator *5* să facă contact cu piesa 2); în continuare, prin intermediul arcului din ţeava *11*, pîrghia *12* este silită să se rotească şi să apese acul indicator *1*, care va deplasa unul din împingătoarele *13—21*. La rîndul lui, fiecare împingător acţionează cîte o cremalieră, care, la fiecare măsurare soldată cu deplasarea împingătorului respectiv, se deplasează cu un dinte. După măsurarea tuturor pieselor din probă sau lot, cele nouă cremaliere sînt deplasate cu numere de dinţi diferite, formînd histograma distribuţiei pieselor pe dimensiuni. Cremaliera *23*, fiind acţionată de împingătorul *26* prin clichetul *24*, se deplasează cu cîte un dinte la fiecare măsurare, indiferent de dimensiunea piesei, astfel că, în final, ea va indica numărul de piese măsurate. Cremaliera *22* cu dinţi mărunţi, acţionată de împingătorul *28* tot printr-un clichet, se deplasează la fiecare măsurare cu cîte o mărime variabilă în funcţie de poziţia împingătorului *13—21*, astfel că pe scara *31* se poate citi, cu ajutorul indicatorului *30*, valoarea medie aritmetică pentru proba de 5, 10 sau 15 piese, exprimată în unităţi convenţionale. Placa *25* serveşte la limitarea deplasării cremalierelor, iar arcurile *27* şi *29* fac parte din sistemul general de acţionare.

Şablonul *33*, bara de contact *32* şi contactele K^+ şi K^- servesc la reglarea automată a analizorului în concordanţă cu deplasarea centrului de grupare (în funcţie de mărimea probei) şi la semnalizare în cazul dereglării maşinii-unelte.

● În figura 14.8 este prezentată schema unei *instalaţii micrometrice* pentru înregistrarea diagramei de distribuţie a dimensiunilor unui număr *n* de exemplare din probă. Partea principală a instalaţiei o constituie micrometrul *2*, care este prins în suportul *1* şi care este prevăzut cu roata de curea *3* în două trepte. Pe firul *4*, întins de contragreutatea *13*, este fixată bila *5*. Prin rotirea şurubului micrometric (şi a roţii *3*) într-un sens sau altul, firul *4* cu bila *5* se va deplasa transversal deasupra benzii de hîrtie carbon *7* şi deasupra benzii de înregistrare *6*. După ce piesa face contact cu suprafeţele de măsurare ale micrometrului *2*, se apasă pe pedala *11* şi prin pîrghia *8* bila *5* imprimă rezultatul măsurării sub formă de punct pe banda *6*. Arcul *12* serveşte pentru men-

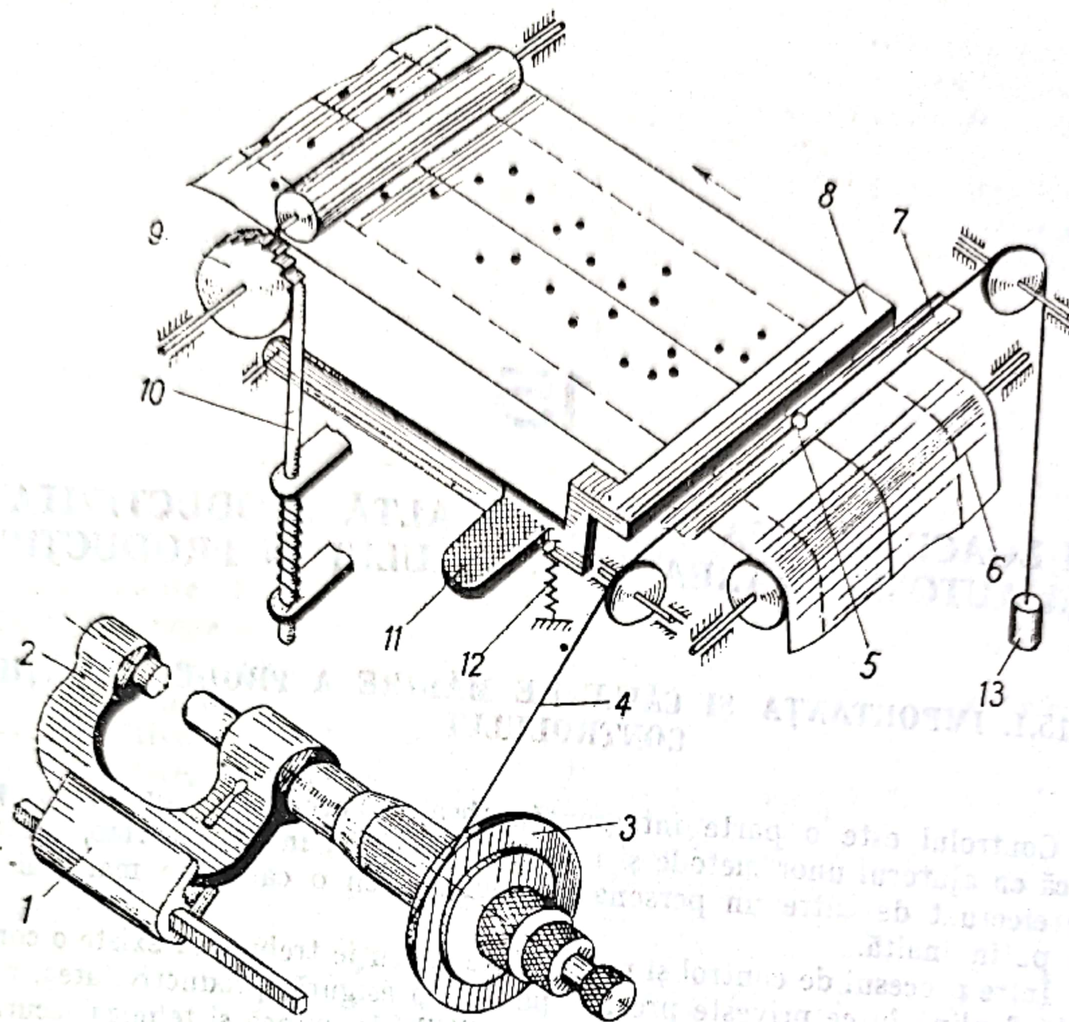


Fig. 14.8. Instalaţie micrometrică.

ţinerea pîrghiei 8 la o anumită înălţime deasupra bilei 5. Banda de înregistrare 6 poate fi deplasată cu ajutorul clichetului *10* şi al roţii de clichet *9*. Roata de curea *3* permite realizarea înregistrărilor la scara :

a) 2 mm pentru 0,01 mm pe scara micrometrului ;
b) 4 mm pentru 0,01 mm pe scara micrometrului.

Instalaţia permite şi înregistrarea rezultatelor măsurării aceleiaşi dimensiuni în scopul determinării unor abateri de formă, cum ar fi : ovalitatea, conicitatea ş.a.

Scanned with OKEN Scanner

15

MIJLOACE DE CONTROL DE ÎNALTĂ PRODUCTIVITATE ŞI AUTOMATIZAREA CONTROLULUI ÎN PRODUCŢIE

15.1. IMPORTANŢA ŞI CĂILE DE MĂRIRE A PRODUCTIVITĂŢII CONTROLULUI

Controlul este o parte integrantă, absolut necesară, a producţiei şi se aplică cu ajutorul unor metode şi mijloace specifice ; în acelaşi timp, controlul este efectuat de către un personal specializat, cu o calificare mai mult sau mai puţin înaltă.

Între procesul de control şi procesul de execuţie trebuie să existe o concordanţă deplină în ce priveşte precizia pe care o asigură, productivitatea, costul operaţiilor de prelucrare şi de control, condiţiile de muncă şi tehnica securităţii muncitorilor şi controlorilor.

Dacă în producţia individuală şi de serie mică această concordanţă este mai puţin evidentă şi importantă, în producţia de serie mare şi în producţia de masă ea este nu numai necesară, ci şi obligatorie, ajungînd, pentru producţia automatizată, la faza cea mai înaltă — faza de integrare organică reciprocă a controlului şi execuţiei.

Mărirea productivităţii şi micşorarea costului controlului se pot realiza, în general, prin două căi :

— proiectarea, executarea şi utilizarea unor mijloace de control de înaltă productivitate, destinate special unei anumite producţii, unor anumite produse, unor operaţii anumite şi chiar unor dimensiuni anumite ;

— aplicarea unor metode de control de înaltă eficienţă şi productivitate, cum sînt metodele de control activ sau metodele de control statistic, utilizîndu-se în funcţie de condiţiile concrete ale producţiei şi ale metodelor de control respective, fie mijloace de control universale, fie mijloace de control specializate.

Pe lîngă aceste căi, ar mai trebui avute în vedere : analiza şi îmbunătăţirea proceselor tehnologice de fabricaţie, analiza rebutului şi a cauzelor care duc la apariţia rebutului, verificarea periodică a stării mijloacelor de lucru şi de control în scopul restabilirii sau măririi productivităţii şi preciziei lor, modernizarea mijloacelor de lucru şi de control etc.

Aceste căi şi măsurile corespunzătoare lor, duc, implicit, şi la reducerea, uneori considerabilă, a numărului de controlori în raport cu volumul operaţiilor

Scanned with OKEN Scanner

de control. Acest lucru prezintă, mai ales în cazul controlului automat, şi un alt avantaj: prin participarea controlorilor la operaţii mai puţin semnificative şi mai puţin importante în ce priveşte precizia măsurărilor, se înlătură o serie de surse de erori şi, deci, rezultatele vor fi mult mai obiective.

Controlul cu mijloace de înaltă productivitate şi automatizate influenţează direct şi pozitiv organizarea producţiei, facilitează automatizarea proceselor de prelucrare şi contribuie la amplasarea optimă a utilajului şi la utilizarea raţională a suprafeţelor productive din secţii.

15.2. MIJLOACE DE MĂSURARE ŞI CONTROL DE ÎNALTĂ PRODUCTIVITATE

Foarte diferite ca tipuri constructive, principiu de funcţionare, complexitate etc., mijloacele de măsurare şi control de înaltă productivitate se pot clasifica după diferite criterii.

După destinaţie se deosebesc:

— dispozitive, aparate şi instalaţii pentru controlul obişnuit interoperaţional, final sau de recepţie;
— dispozitive şi instalaţii de sortare;
— dispozitive, aparate şi instalaţii pentru reglarea maşinilor-unelte;
— aparate şi instalaţii de control în timpul prelucrării;
— instalaţii pentru comanda organelor de lucru ale maşinilor-unelte sau ale liniilor tehnologice automate în funcţie de rezultatele prelucrării şi ale măsurării pieselor.

După principiul de funcţionare, mijloacele de control se clasifică astfel:

— dispozitive de control cu comparatoare;
— dispozitive de control cu calibre rigide;
— dispozitive de control cu calibre rigide şi comparatoare;
— instalaţii şi traductoare cu contacte electrice;
— instalaţii şi traductoare rezistive;
— instalaţii, traductoare şi aparate capacitive;
— instalaţii şi traductoare fotoelectrice;
— instalaţii şi traductoare pneumomecanice;
— instalaţii electropneumatice;
— aparate şi instalaţii complexe.

După gradul de automatizare, mijloacele de control de înaltă productivitate se clasifică astfel:

— dispozitive de control unidimensionale şi multidimensionale;
— aparate şi instalaţii semiautomate sau semiautomatizate;
— aparate şi instalaţii automate şi automatizate.

Întrucît criteriile şi factorii de care se ţine seama la realizarea lor sînt foarte diferiţi, formele constructive ale mijloacelor de control de înaltă productivitate sînt foarte variate, chiar cînd servesc aceluiaşi scop şi în aceleaşi condiţii de producţie.

În cele ce urmează sînt prezentate, ca exemple, cîteva dintre numeroasele tipuri de dispozitive, aparate, şi instalaţii utilizate în practica de producţie.

Dispozitivele de control se construiesc în funcţie de forma şi dimensiunile pieselor care se verifică, precum şi în funcţie de felul şi numărul dimensiunilor

Scanned with OKEN Scanner

de controlat. Se recomandă ca, pe cît posibil, dispozitivele să fie realizate din elemente tipizate, normalizate sau chiar standardizate ca: plăci, platouri, prisme, bride, cepuri, reazeme, şuruburi etc. În cazul utilizării dispozitivelor multidimensionale, controlul dimensiunilor urmărite se face succesiv sau simultan. Verificarea simultană a mai multor dimensiuni este mai productivă, dar impune realizarea unor dispozitive mai complexe şi mai scumpe.

În figura 15.1 este prezentat un *dispozitiv simplu, unidimensional, pentru sortarea bilelor de rulmenţi*. Dintr-un magazin de o formă şi o construcţie

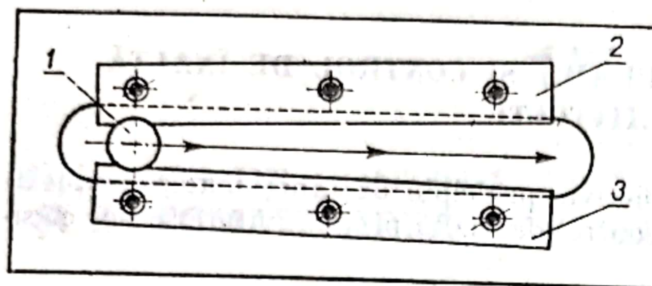


Fig. 15.1. Dispozitiv unidimensional pentru sortarea bilelor de rulmenţi.

oarecare, bilele *1* ajung pe muchiile teşite ale plăcuţelor-calibre *2* şi *3* şi se rostogolesc în sensul săgeţii, întrucît plăcuţele-calibre sînt înclinate în planul vertical. După cum se vede din desen, fiecare bilă se va rostogoli pînă în locul unde diametrul ei este imediat depăşit, ca valoare, de distanţa dintre plăcuţe, va cădea şi va ajunge, printr-o conductă sau un jgheab, în cutia de sortare respectivă. Unghiul dintre muchiile plăcuţelor *2* şi *3*, ca şi lungimea plăcuţelor se stabilesc în funcţie de numărul grupelor de sortare, iar înclinarea în plan vertical se determină în funcţie de viteza optimă de rostogolire a bilelor.

În figura 15.2 este prezentat un *dispozitiv de control multidimensional* cu calibre limitative şi cu semnalizare luminoasă pentru controlul simultan al diametrelor unui arbore. Piesa de verificat *2* se aşază pe sania *3* a dispozitivului şi este, apoi, împinsă între suprafeţele de măsurare ale calibrelor potcoavă *1*, care au posibilitatea să se deplaseze pe ghidajele lor şi să se autoaşeze în funcţie de poziţia treptelor arborelui *2*. Calibrele *1* sînt menţinute în contact cu piesa datorită acţiunii pîrghiilor *4* şi arcurilor *5*. Pe fiecare pîrghie *4* este fixată cîte o tijă de contact *6*, care determină poziţia calibrului în funcţie de dimensiunea piesei verificate şi al cărei capăt poate aluneca pe inelele *7*. În cazul cînd toate diametrele efective ale piesei se găsesc între limitele prescrise, piesa depăşeşte partea „trece" a calibrelor şi se opreşte în muchiile părţii „nu trece". Prin împingerea în continuare a piesei *2* şi deplasarea saniei *3*, calibrele *1* împing tijele de contact *6* pînă la unul din inelele *7* şi se aprinde lampa de semnalizare „bun" (de obicei, cu lumină verde). Dacă cel puţin unul din diametrele efective este mai mare sau mai mic decît limita prescrisă respectivă, piesa se opreşte în muchiile părţii „trece" a calibrului sau va depăşi partea „nu trece" şi tija de contact fie va rămîne la primul inel *7*, fie va trece la al treilea inel, determinînd aprinderea lămpii „rebut" (de obicei, cu lumină roşie).

Verificarea cu ajutorul acestui dispozitiv se reduce la urmărirea lămpilor de semnalizare, ceea ce asigură o productivitate a controlului ridicată şi poate fi efectuată de controlori cu calificare scăzută.

În figura 15.3 este prezentată o *instalaţie automată pentru sortarea bilelor de rulmenţi* (firma CENSOR — Lichtenstein). Bilele de rulmenţi se toarnă în pîlnia *5*, care se continuă cu ţeava telescopică de aducţie *6*. Capătul superior

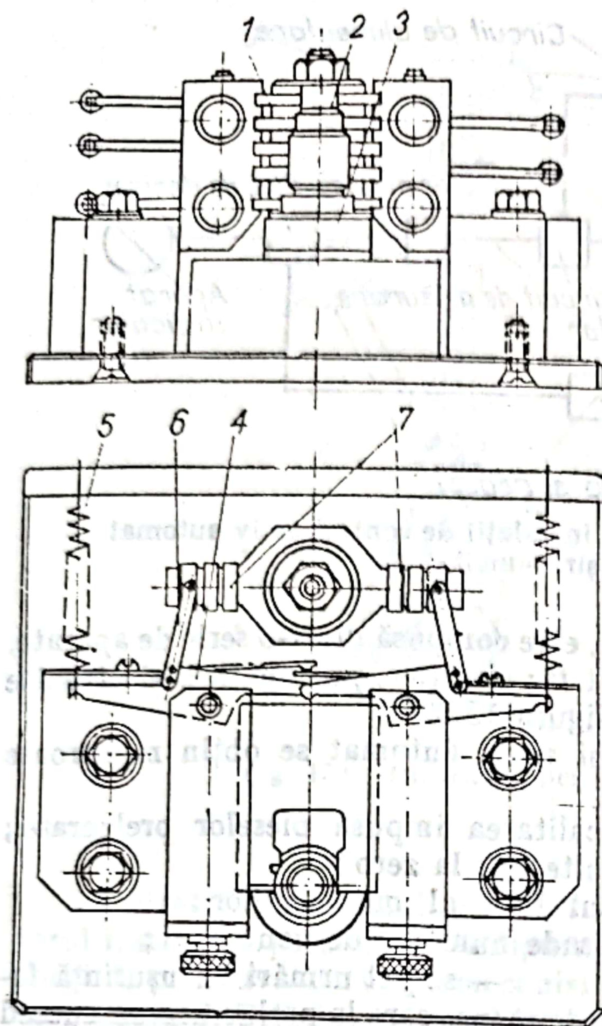


Fig. 15.2. Dispozitiv multidimensional cu calibre limitative şi cu semnalizare luminoasă.

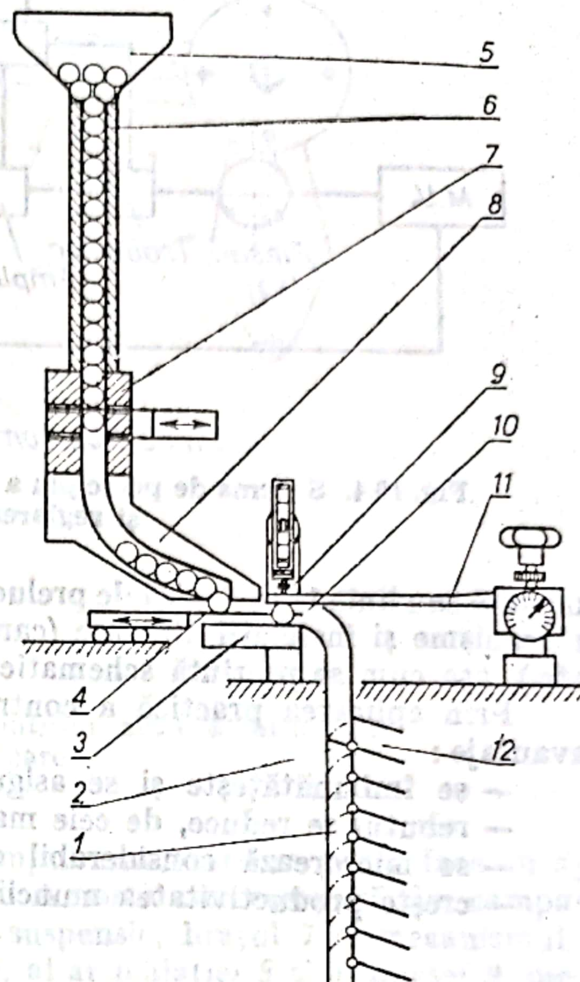


Fig. 15.3.. Instalaţie automată pentru sortarea bilelor de rulmenţi.

al acestei ţevi se deplasează ritmic în sus şi în jos, pentru ca bilele să nu se blocheze în pîlnie şi să se aşeze în ţeavă una după alta. Mecanismul de distribuţie *7* eliberează o bilă pe măsură ce mecanismul de împingere *4* extrage cîte o bilă din canalul terminal *8* şi o conduce spre mecanismul de măsurare *10*. Acesta se compune din masa de aşezare *3*, pîrghia de palpare *11* şi palpatorul *9*. În funcţie de valoarea efectivă a diametrului, se deschide una din clapele directoare *2* şi bila se rostogoleşte, prin ţeava *1* şi canalul de sortare, respectiv *12*, spre rezervorul (vasul) de sortare corespunzător. Instalaţia are o capacitate de sortare de 7 500 de bile pe oră.

Instalaţii de control automat. Automatizarea proceselor de prelucrare în producţia de serie mare şi masă a impus, de cele mai multe ori, şi automatizarea controlului dimensional în timpul prelucrării, care a primit denumirea de *control activ*. În această situaţie, nu mai este vorba de un control simplu, ci de un proces complex, care, în afară de operaţia de control prin urmărirea schimbării dimensiunii pînă la valoarea finală, mai cuprinde şi operaţii de alimentare, de analiză a stării pieselor înainte şi în timpul prelucrării, de decizie asupra continuării procesului prelucrării, de comandă a organelor maşinii-unelte, de reglaj cînd este necesar etc. O instalaţie de control automat, legată organic de maşina-

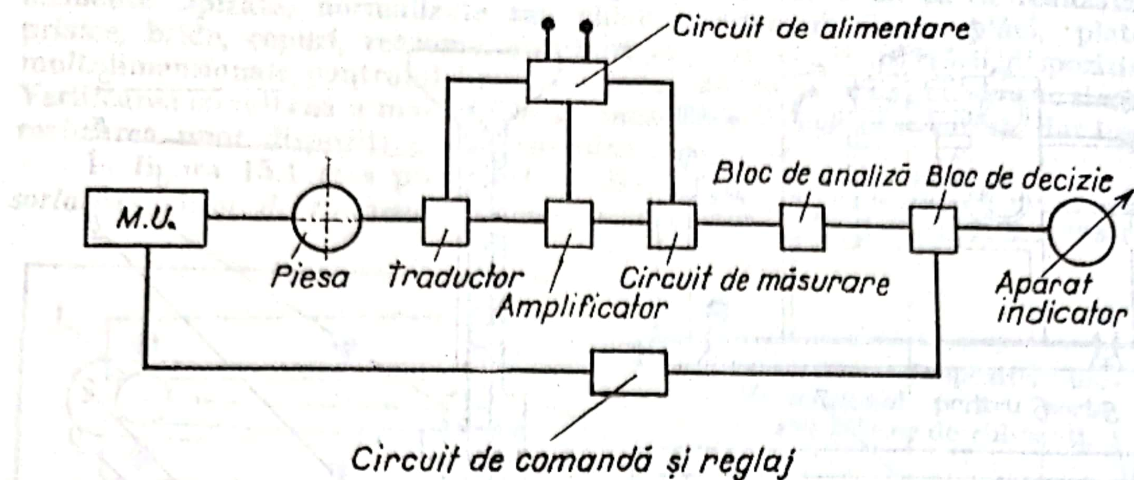


Fig. 15.4. Schema de principiu a unei instalaţii de control activ automat şi reglarea maşinii-unelte.

unealtă sau linia tehnologică de prelucrare, este compusă dintr-o serie de aparate, mecanisme şi instalaţii aferente (care pot fi: electrice, pneumatice, electronice etc.), aşa cum se prezintă schematic în figura 15.4.

Prin aplicarea practică a controlului activ automat se obţin numeroase avantaje:

— se îmbunătăţeşte şi se asigură calitatea impusă pieselor prelucrate;
— rebutul se reduce, de cele mai multe ori, la zero;
— se micşorează considerabil efortul fizic al muncitorilor;
— creşte productivitatea muncii şi scade numărul de controlori;
— se pot urmări cu uşurinţă fenomene, care la prelucrare se succed cu mare viteză.

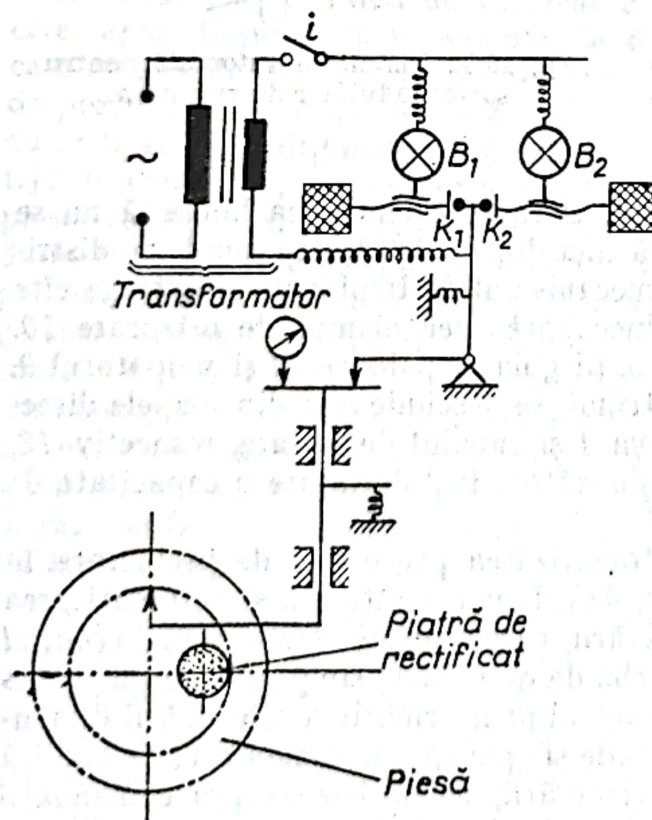


Fig. 15.5. Instalaţie pentru controlul activ al alezajelor la rectificare.

În figura 15.5 este prezentată schema de principiu a unei instalaţii, relativ simple, pentru *controlul activ al alezajelor la rectificare*. În timpul prelucrării, cu suprafaţa alezajului face contact palpatorul unei pîrghii, care este pusă în legătură cu contactele electrice K_1 şi K_2. Atît timp cît diametrul efectiv al alezajului este mai mic decît valoarea minimă prescrisă, contactul K_1 rămîne închis şi lampa B_1 este aprinsă. Cînd diametrul ajunge în cîmpul de toleranţă prescris, se întrerupe circuitul lămpii B_1, aceasta se stinge şi poate fi comandată oprirea maşinii de rectificat. Dacă prelucrarea continuă, închiderea contactului K_2 şi aprinderea lămpii B_2 arată că diametrul a ajuns, eventual a depăşit valoarea maximă admisă.

Scanned with OKEN Scanner

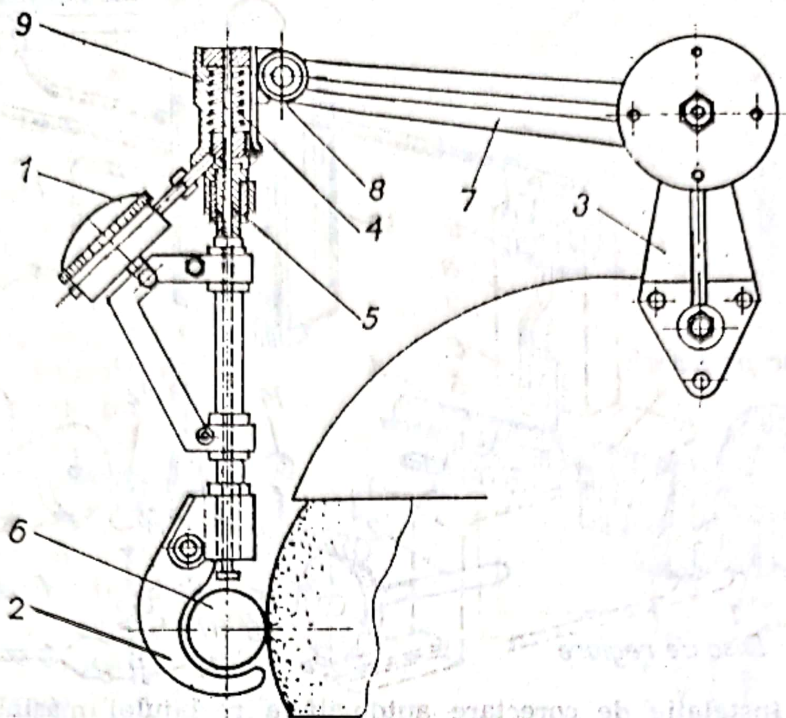


Fig. 15.6. Instalaţie pentru controlul activ al arborilor la rectificare.

Controlul diametrului arborilor în timpul rectificării se poate face cu ajutorul instalaţiei prezentată în figura 15.6. Aceasta este compusă din comparatorul *1*, potcoava *2* cu un mecanism de suspensie, braţul *7* şi mecanismul de amortizare *3*. Prin intermediul braţului *7*, al articulaţiei *8* şi al bucşei *9*, mecanismul *3* sileşte potcoava *2* să cuprindă arborele *6* care se prelucrează. În acelaşi timp, tija *5* care la partea superioară vine în contact cu palpatorul comparatorului *1*, este silită de arcul *4* să stea în contact cu piesa la partea inferioară. Prelucrarea este urmărită pe cadranul comparatorului *1*. În momentul cînd diametrul arborelui a ajuns între limitele prescrise, prelucrarea este întreruptă şi instalaţia de control este îndepărtată prin rotirea ei în jurul axei articulaţie *8*, eventual şi prin rotirea braţului *7*

La maşini de rectificat, individuale sau în linii tehnologice, se utilizeaza frecvent *instalaţii de corectare automată a reglajului maşinii-unelte în timpul prelucrării*. O astfel de instalaţie, montată pe o maşină de rectificat fără centre, este prezentată schematic în figura 15.7. După prelucrare, piesele sînt împinse de pe rigla de ghidare *1* pe prisma *4*, unde vin în contact cu palpatorul *5* al pîrghiei de contact *8*. Aceasta este suspendată pe arcul lamelar *6*. În funcţie de diametrul efectiv al piesei prelucrate, capătul superior al pîrghiei *8* ocupă o anumită poziţie între contactele electrice fixe *9*. Dacă la o piesă oarecare diametrul efectiv este egal, mai mic sau mai mare decît una din limitele prescrise, se închide contactul fix din stînga sau din dreapta şi intră în funcţiune releul de timp din dulapul *10*. Releul de timp comandă funcţionarea solenoidului *18* şi imediat începe corectarea reglajului prin apropierea sau, mai rar, îndepărtarea discului de reglare faţă de piatra abrazivă. Corectarea reglajului se realizează în felul următor : odată cu solenoidul *18*, care prin pîrghia *17* asigură contactul dintre pîrghia oscilantă *13* şi cama *12*, intră în funcţiune şi reductorul *11* care

Scanned with OKEN Scanner

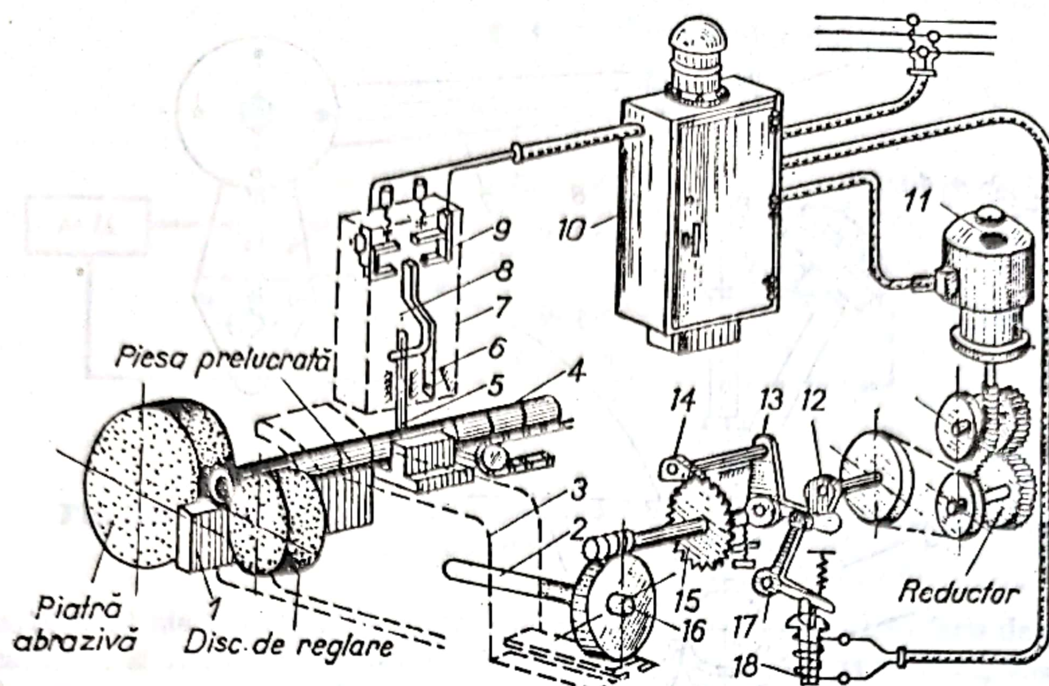


Fig. 15.7. Instalație de corectare automată a reglajului mașinii-unelte în timpul prelucrării.

determină rotirea camei *12*; de la aceasta, mișcarea se transmite la șurubul *2* prin pîrghia *13*, clichetul *14*, roata de clichet *15*, melcul și roata melcată *16*; la rîndul lui, șurubul *2* acționează mecanismul de apropiere sau de îndepărtare a discului de reglare. Palpatorul *5*, arcul lamelar *6*, pîrghia de contact *8* și contactele *9* constituie așa-numitul traductor cu contacte electrice *7*. Înainte de începerea prelucrării, poziția palpatorului *5* și a pîrghiei *8*, precum și poziția contactelor *9* se reglează cu ajutorul a două calibre limitative așezate succesiv pe prismă; unul pentru diametrul minim prescris și al doilea pentru diametrul maxim prescris.

După cum se poate constata, în componența instalației descrise nu intră vreun mijloc de măsurare propriu-zis.

În figura 15.8 este prezentată o *instalație relativ simplă pentru controlul automat al alezajelor în timpul rectificării*, cu compensarea uzurii pietrei abrazive.

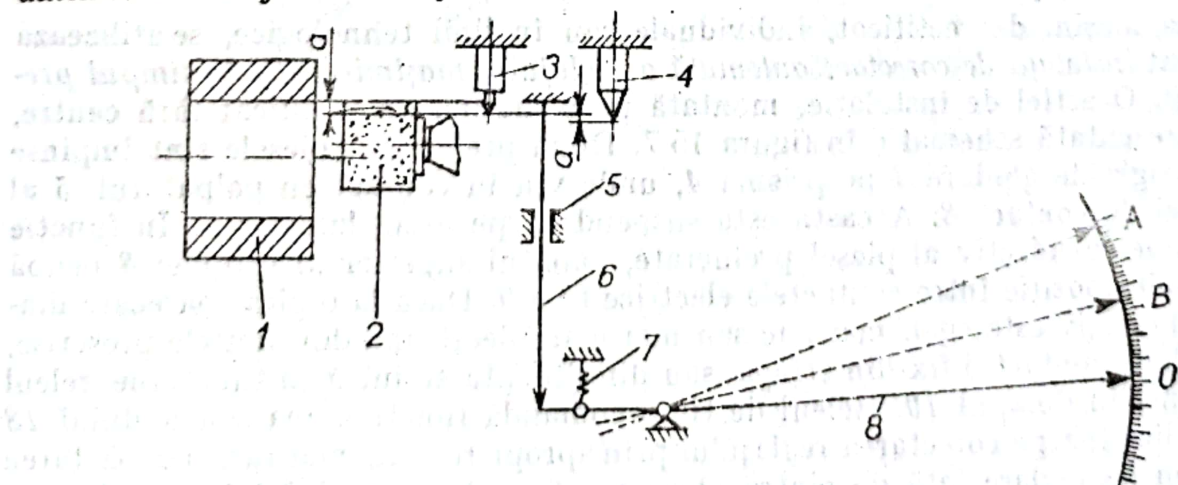


Fig. 15.8. Instalație pentru controlul automat al alezajelor în timpul rectificării cu compensarea uzurii pietrei abrazive.

Odată cu deplasarea capului de rectificat la avansul radial se deplasează și tija *6*, prinsă în ghidajul *5*. Acesta este fixat pe sania transversală a mașinii de rectificat. Datorită arcului *7*, un capăt al tijei se află în contact permanent cu palpatorul unui comparator, cu valoarea diviziunii, după caz, de 0,001 sau 0,002 mm. Înainte de începerea prelucrării pieselor *1*, piatra de rectificat *2* se reglează în funcție de adaosul de prelucrare prevăzut, astfel că acul indicator *8* ocupă, de exemplu, poziția inițială *A*. Prin efectuarea celor cîteva treceri de rectificare, acul indicator va trece prin poziția intermediară *B* și va ajunge în poziția 0, între limitele toleranței prescrise. Periodic, piatra de rectificat este reascuțită cu diamantul *3* și pentru compensarea uzurii ei, tija *6* va fi deplasată cu ajutorul limitatorului *4*. Deplasarea tijei *6* este automat preluată de acul indicator *8*.

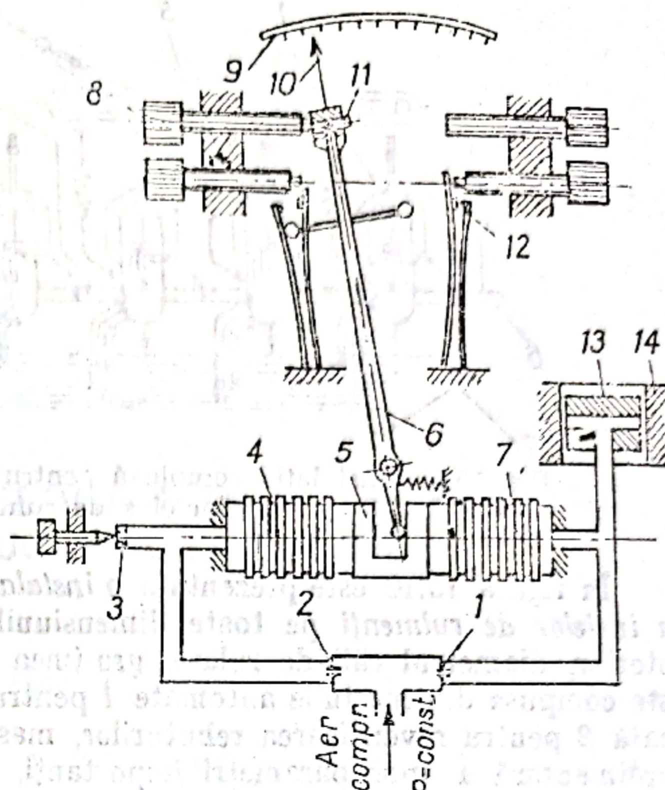


Fig. 15.9. Traductor pneumatic cu contacte electrice.

În figura 15.9 este dată schema de principiu a unui *traductor pneumatic cu contacte electrice*. După ce a trecut printr-un filtru și un stabilizator de presiune, aerul comprimat de la rețea intră prin ajutajul *2* în tubul gofrat *4* (camera cu presiune constantă) și prin ajutajul *1* în tubul gofrat *7* (camera de presiune variabilă), iar de aici trece mai departe la calibrul pneumatic *13*. Contrapresiunea în tubul gofrat *4* se reglează cu ajutorul supapei *3*. Pentru reglarea la zero, în locul piesei *14* se folosește un calibru inel, o piesă etalon sau cale plan-paralele. Prin aceasta, în tubul *7* se realizează o astfel de presiune, care face ca pîrghia *6* și acul indicator *10* să ocupe o poziție mijlocie, corespunzătoare reperului zero de pe scara gradată *9*; în această situație contactul mobil *11* se află, de asemenea, în poziția de mijloc și contactele *12* din rețeaua lămpii de semnalizare „bun" rămîn închise. Trecînd la măsurare, în funcție de valoarea efectivă a diametrului alezajului *14*, respectiv de jocul dintre duzele de ieșire ale calibrului *13* și pereții alezajului are loc o variație de presiune în tubul *7*, ceea ce determină deplasarea, într-un sens sau în celălalt, a ramei *5* și, simultan, rotirea pîrghiei *6* și a acului indicator *10*. Cînd diametrul efectiv al alezajului depășește una din limitele prescrise, pîrghia *6* deschide unul din contactele *12* și închide unul din contactele *8* ale circuitelor lămpilor de semnalizare „rebut". În acest fel, se stinge lampa „bun" și se aprinde una din lămpile „rebut" cu $D_{ef} < D_{min}$ sau $D_{ef} > D_{max}$. Scara gradată *9* servește, în primul rînd, la reglarea la zero mai ușoară a instalației, dar și, eventual, la urmărirea vizuală a rezultatelor controlului.

Scanned with OKEN Scanner

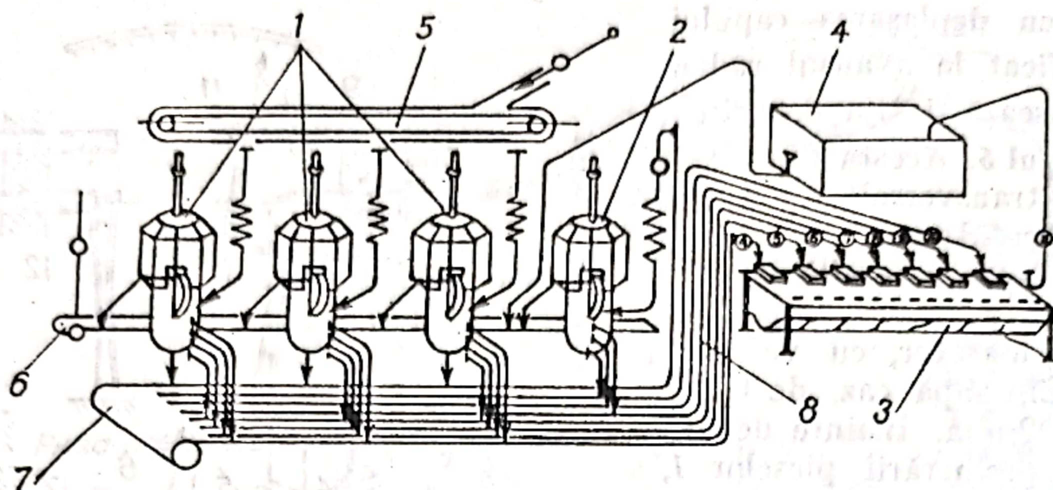


Fig. 15.10. Instalaţie complexă pentru controlul final automat al inelelor de rulmenţi.

În figura 15.10 este prezentată o *instalaţie complexă pentru controlul final la inelelor de rulmenţi* pe toate dimensiunile: diametrul exterior, diametrul interior, diametrul căii de rulare, grosimea inelului, lungimea etc. Instalaţia este compusă din maşinile automate *1* pentru controlul obişnuit, maşina automată *2* pentru reverificarea rebuturilor, masa de control *3* pentru verificarea suplimentară a unor parametri importanţi, baia de spălare *4*, transportorul de alimentare *5*, transportorul *6* pentru piese bune, transportorul 7 pentru trecerea rebutului la reverificare şi instalaţia de ridicat *8*.

Scanned with OKEN Scanner

16

ORGANIZAREA CONTROLULUI TEHNIC ÎN INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI

16.1 GENERALITĂȚI

Controlul tehnic al calității produselor în industria constructoare de mașin trebuie să fie prezent în toate etapele și fazele activității generale de producție : la recepția materiilor prime, a materialelor și a semifabricatelor, la obținerea și elaborarea materialelor metalice și nemetalice, la prelucrarea prin diferite metode și procedee a materialelor și pieselor, la asamblarea și încercarea produselor, la efectuarea de studii și cercetări cu caracter de perfecționare a execuției și funcționabilității produselor, la executarea operațiilor de întreținere, reparare și modernizare a mijloacelor de prelucrare și control, la executarea numeroaselor operații auxiliare în producție etc.

Prin diferitele sale forme tehnice și organizatorice specifice, controlul tehnic face cunoscute rezultatele proceselor de producție, participă la analizarea, aprecierea și interpretarea acestor rezultate și contribuie, în mare măsură, la stabilirea măsurilor tehnice, organizatorice și de altă natură pentru perfecționarea metodelor și mijloacelor de producție și pentru îmbunătățirea calității produselor. În știință, metodele și mijloacele de control constituie mijloace principale de investigație.

Controlul tehnic se aplică în două scopuri principale :

a. Pentru determinarea calității materialelor, pieselor și produselor realizate, cu scopul de a stabili dacă acestea corespund condițiilor tehnice și preciziei și precise. Acest fel de control se numește *control pasiv* și se efectuează prin diferite metode și cu diferite mijloace de control în diverse momente și locuri ale fabricației și în diferite forme organizatorice.

Controlul pasiv se aplică în toate tipurile de producție (individuală, de serie și de masă), dar în producția individuală și de serie mică este singura formă de control rațională din punct de vedere tehnic și economic. După cantitatea de piese verificate, controlul pasiv poate fi : în volum integral (sută la sută) și în volum redus (prin sondaj sau pe bază de probe).

Controlul pasiv cu volum integral constă în controlul (verificarea) tuturor produselor din lot sau din serie în situațiile : cînd procesul tehnologic nu este stabil ca reglaj și ca precizie și prelucrarea se poate solda cu rebuturi ; înainte

Scanned with OKEN Scanner

şi (sau) după operaţii importante, mai ales de finisare a pieselor; la prelucrarea pieselor sau a suprafeţelor foarte importante din punct de vedere funcţional; la încercarea ansamblurilor sau produselor a căror asamblare nu are la bază interschimbabilitatea etc.

Controlul pasiv în volum redus constă în controlul calităţii unui număr relativ mic (între 5 şi 20%) de exemplare din loturile de produse prelucrate şi se aplică în situaţiile: cînd procesul tehnologic este stabil ca reglaj şi ca precizie (de exemplu, asigură obţinerea dimensiunilor în limitele toleranţelor prescrise); în producţia de serie mare şi de masă la produsele sau parametrii mai puţin importanţi din punct de vedere funcţional etc. Controlul în volum redus este mai productiv şi mai ieftin decît controlul în volum integral.

De multe ori, muncitorii care lucrează la maşini-unelte efectuează un control integral, iar controlorii tehnici şi recepţionerii aplică un control prin sondaj pe bază de probe.

b. Pentru determinarea şi înlăturarea cauzelor care dau naştere rebutului, în scopul prevenirii acestuia. Dealtfel, acest fel de control se şi numeşte control preventiv şi constă fie în verificarea (cu, eventual, repararea sau recondiţionarea) mijloacelor de lucru (maşini-unelte, scule, dispozitive etc.) şi de control (instrumente, aparate, dispozitive, instalaţii etc.) astfel ca rezultatele prelucrării să fie sigure (să fie cunoscute apriori), fie pentru urmărirea permanentă a procesului de prelucrare, astfel încît acesta să poată fi oprit odată cu obţinerea rezultatelor dorite. În primul caz este vorba de *controlul preventiv obişnuit*, iar în cel de al doilea caz controlul preventiv se mai numeşte şi *control activ*. Controlul preventiv, care nu elimină controlul pasiv, ci îl înglobează ca parte componentă, se aplică (cu mare eficienţă tehnică şi economică) mai ales în producţia de serie mare şi de masă. Controlul automat înglobat organic în producţia automatizată este, prin excelenţă, un control preventiv şi constituie cea mai înaintată formă de control. O formă perfecţionată de control preventiv este şi controlul prin metode statistice matematice.

16.2. FORME ORGANIZATORICE ALE CONTROLULUI TEHNIC

În întreprinderile constructoare de maşini, controlul producţiei de bază şi al producţiei auxiliare este efectuat de către personalul tehnic respectiv: muncitori, maiştri, subingineri şi ingineri, în scopul punerii la punct a operaţiilor procesului tehnologic de prelucrare, al urmăririi şi determinării rezultatelor prelucrării, al depistării rebutului şi îndepărtării cauzelor care îl provoacă etc.; personalul serviciului de control tehnic din ateliere şi secţii, în scopul stabilirii răspunderii asupra calităţii produselor; beneficiarii sau reprezentanţii acestora, în scopul recepţionării produselor finite conform condiţiilor tehnice prescrise.

Controlul calităţii produselor efectuat de către personalul serviciului de control tehnic se desfăşoară, în general, în cadrul următoarelor forme organizatorice:

— controlul direct la locul de muncă unde se execută o anumită operaţie de prelucrare; acesta poate fi permanent sau periodic, în volum integral sau prin sondaj ori prin prelevare de probe, unidimensional sau multidimensional etc.; rezultatul, interpretarea şi concluzia controlului sînt imediat aduse la

cunoştinţa muncitorului, maistrului sau inginerului de schimb, pentru a se lua, eventual, măsurile ce se impun ;

— controlul la punctele de control ale liniilor tehnologice sau ale subsecţiilor de producţie ; punctele de control sînt dotate cu mijloacele necesare de măsurare şi control şi, produsele sînt aduse aici de la locurile de muncă fie în număr mai mic decît se prelucrează (în cazurile obişnuite), fie în întreaga cantitate prelucrată în perioada imediat anterioară ; la aceste puncte, controlul se efectuează în condiţii mai bune şi cu o precizie mai bună ;

— controlul în subsecţii sau în secţii de control din cadrul secţiilor de producţie, acesta fiind, de obicei, un control final ce se execută asupra tuturor parametrilor urmăriţi în cursul prelucrării şi care priveşte activitatea tehnologică a secţiei respective ; controlul final este, evident, mai cuprinzător decît toate formele anterioare, el putînd fi combinat, uneori, cu controlul de cercetare.

Controlul tehnic se poate efectua şi în laboratorul uzinal de măsurări tehnice sau în laboratorul de cercetări metrologice, în scopul perfecţionării metodelor de control (din punct de vedere al productivităţii, preciziei etc.), al cercetării mai aprofundate a cauzelor care provoacă rebutul sau în alte scopuri.

Formele de control menţionate se aplică atît pentru producţia de bază a întreprinderii, cît şi pentru producţia secţiilor auxiliare (sculărie etc.).

De remarcat că, pentru asigurarea obiectivităţii controlului şi a independenţei controlorilor, personalul din serviciul de control tehnic este subordonat numai şefului acestui serviciu şi prin el directorului general al întreprinderii.

Scanned with OKEN Scanner

BIBLIOGRAFIE

1. Aparin, G. A. şi Gorodeţki, I. E. *Dopuski i tehniceskie izmereniia*. Maşghiz Moskva 1956.
2. Bădescu, Gh., Brăgaru, A. şi Sturzu, A. *Toleranţe şi măsurări tehnice* (îndrumar pentru lucrări de laborator). Edit. didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1966.
3. Baiburov, B. S. *Pribori i avtomati dlia statisticeskogo analiza i kontrolia producţii v maşinostroenii*. Maşghiz, Moskva, 1952.
4. Bespalov, B. L. ş.a. *Tehnologhiia maşinostroeniia*. Maşinostroenie, Moskva, 1973.
5. Bovsunovski, Ia. I. şi Svecinikov, A. V. *Mehanizaţiia i avtomatizaţiia kontrolnih operaţii v maşinostroenii i priborostroenii*. Maşghiz, Moskva-Kiev, 1961.
6. Brăgaru, A., Bădescu Gh. şi Sturzu, A. *Controlul unghiurilor şi conicităţilor*. Edit. tehnică, Bucureşti, 1968.
7. Conway, H. G. *Engineering tolerances*. London, Sir Isaac Pitman Sons LTD, 1966.
8. Dlin, A. M. *Matematiceskaia statistika v tehnike*. Sovetskaia nauka, Moskva, 1958
9. Dodoc, P. *Metode şi mijloace de măsurare moderne în mecanica fină şi construcţia de maşini*. Edit. tehnică, Bucureşti. 1978
10. Dragu, D. *Toleranţe şi măsurători tehnici*. Edit. didactică şi pedagocică, Bucureşti, 1977.
11. Dragu, D. *Tehnologia materialelor şi a produselor în construcţia de maşini*. Editura tehnică, Bucureşti, 1976.
12. Dragu, D. şi Enache, Şt. *Controlul parametrilor cuţitelor-roată de mortezat*. În: Metrologia aplicată, vol. 11, 1964.
13. Dunaev, P. F. *Razmernte ţepi*. Maşghiz, Moskva, 1963.
14. Dunin-Barkovski, I. V. şi Smirnov, N. V. *Teoria probabilităţilor şi statistica matematică în tehnică* (trad. din limba rusă). Edit. Academiei R.S.R., Bucureşti, 1966.
15. Enache, Şt., Dragu, D. şi Simionescu, M. *Tehnologia sculelor aşchietoare*. Edit. tehnică, Bucureşti, 1964.
16. Enache., Şt, Pridvornic, M. şi Dragu, D. *Proiectarea formei pieselor în construcţia de maşini*. Edit. tehnică, Bucureşti, 1979.
17. Felber, E. şi Felber, K. *Toleranz und Passungskunde*. VEB Fachbuchverlag, Leipzig, 1969.
18. Ganevski, G. M. *Kratkoe rukovodstvo po organizaţii i provedeniiu laboratornih rabot po kursu „Dopuski i tehniceskie izmereniia"*. Izdatelstvo „Vissaia şkola", Moskva, 1972.
19. Girault, M. *Calcul des probabilités en vue des applications*. Dunod, Paris, 1964.
20. Grave, H. F. *Măsurarea electrică a mărimilor neelectrice*. (trad. din limba germană). Edit. tehnică, Bucureşti, 1966.

21. Grigoriev, I. A, şi Dvoreţki, E. R. *Controlul dimensiunilor în construcţia de maşini* (trad. din limba rusă). Edit. tehnică, Bucureşti, 1961.

22. Ionescu, C. *Dicţionar statistic-economic.* Direcţia centrală de statistică, Bucureşti, 1969.

23. Ivanov, V. V. *Praktika rasciota razmernih ţepei v maşinostroenii.* Maşghiz, Moskva-Kiev, 1960.

24. Juran, M. I. şi Gryna, M. F. *Calitatea produselor* (trad. din limba engleză), Edit. tehnică, Bucureşti, 1973.

25. Juravlev, A. N. *Dopuski i tehniceskie izmereniia.* Izdatelstvo „Vîrşaia şkola", Moskva, 1969.

26. Kaoru Ishikowa ş.a. *Controlul de calitate* (trad. din limba japoneză). Edit. tehnică, Bucureşti, 1973.

27. Kocenov, M. I. ş.a. *Kontrolno-izmeritelnie avtomati i pribori dlea avtomaticeskih linii.* Maşinostroenie, Moskva, 1965.

28. Kutai, A.K. şi Kordonski, H.B. *Analiz tocinosti i kontrol kacestva v maşinostroenii s promeneniem metodov matematiceskoi statistiki.* Maşghiz, Moskva-Leningrad, 1958

29. Lăzărescu, I. D. *Toleranţe, ajustaje, calibre.* Edit. tehnică, Bucureşti, 1963.

30. Lăzărescu, I., Dragu, D., Tărăboi, V. şi Steţiu, G. *Toleranţe şi măsurări tehnice.* Edit. didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1969.

31. Lăzărescu, I., Steţiu, C. şi Steţiu, G. *Cotarea funcţională şi cotarea tehnologică.* Edit. tehnică, Bucureşti, 1973.

32. Leinweber, P. *Spravocinik po tehnike lineinih izmerenii* (trad. din limba germană). Maşghiz, Moskva, 1959.

33. Lesohin, A. F. *Dopuski, posadki i tehniceskie izmereniia.* Maşghiz, Moskva, 1960.

34. Mangiurea, O.F. şi Calista, A. *Metode şi aparate electrice pentru controlul statistic al dimensiunilor.* Edit. tehnică, Bucureşti, 1963.

35. Mihăilă, N. *Introducere în teoria probabilităţilor şi statistica matematică.* Edit. didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1965.

36. Mihoc, Gh. *Elemente de calculul probabilităţilor.* Edit. tehnică. Bucureşti, 1954.

37. Mihoc, Gh. şi Urseanu, V. *Matematici aplicate în statistică.* Editura Academiei R.S.R., Bucureşti, 1962.

38. Mihoc, Gh., Ciucu, Gh. şi Craiu, V. *Teoria probabilităţilor şi statistica matematică* Edit. didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1970.

39. Militaru, C., Gheorghe, I., Sturzu, A. şi Matache, V. *Măsurări pneumatice în construcţia de maşini.* Edit. tehnică, Bucureşti, 1977.

40. Moga, Al., *Metode şi mijloace de verificat şi măsurat.* Editura tehnică, Bucureşti, 1973.

41. Negoiţă, C. şi Ivan, M. *Aparate electrice pentru măsurarea mărimilor geometrice* Edit. tehnică, Bucureşti, 1970.

42. Onicescu, O. *Calculul probabilităţilor.* Edit. tehnică, Bucureşti, 1956.

43. Onicescu, O. *Curs de teoria probabilităţilor şi aplicaţii.* Edit. didactică şi pedagogică. Bucureşti, 1960.

44. Onicescu, O. *Principiile teoriei probabilităţilor.* Edit. Academiei R.S.R., Bucureşti 1969.

45. Popovici, M. şi Antonescu, V. *Ghid pentru controlul statistic al calităţii produselor industriale.* Edit. tehnică, Bucureşti, 1973.

46. Rabinovici, I. ş.a. *Rulmenţi.* Editura tehnică, Bucureşti. 1972.

47. Rancu, N. şi Tövissi, L. *Statistica matematică cu aplicaţii în producţie.* Edit. Academiei R.S.R., Bucureşti, 1963.

48. Rancu, N., şi Tövissi, L. *Analiza statistico-matematică a calităţii producţiei industriale.* Edit. ştiinţifică, Bucureşti, 1964.

49. Ropion, R. *La cotation fonctionelle des dessins techniques.* Dunod, Paris, 1961.

Scanned with OKEN Scanner

50. R u m ş i s k i, L. Z. *Prelucrarea matematică a datelor experimentale* (trad. din limba rusă) Edit. tehnică, Bucureşti, 1974.
51. S ă v e a n u, L. ş.a. *Culegere de probleme de toleranţe, ajustaje şi calibre.* Edit. tehnică, Bucureşti, 1975.
52. S e p t i l i c i, R. ş.a. *Controlul tehnic în construcţia de maşini şi aparate.* Edit. tehnică, Bucureşti, 1969.
53. S m i r n o v, A.S. *Dopuski posadki v priborostroenii.* Maşinostroenie, Leningrad, 1968.
54. S t u r z u, A. ş.a. *Controlul filetelor.* Edit. tehnică, Bucureşti, 1968.
55. S t u r z u, A. ş.a. *Îndrumător practic uzinal şi de laborator pentru controlul preciziei de prelucrare în construcţia de maşini.* Edit. tehnică, Bucureşti, 1976.
56. S t u r z u, A. ş.a. *Maşini-unelte şi control tehnic.* Litografia Inst. Politehnic Bucureşti, 1976.
57. T i r o n, M. *Teoria erorilor de măsurare şi metoda celor mai mici pătrate.* Edit. tehnică, Bucureşti, 1972.
58. T i r o n, M. *Prelucrarea statistică şi informaţională a datelor de măsurare.* Edit. tehnică, Bucureşti, 1976.
59. Standarde.
... şi instalaţii ale unor firme din : U.R.S.S., Anglia, Franţa, Austria,